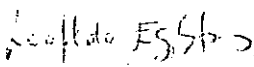


**TUBO DE CALOR DE ÁGUA,
UM ESTUDO TEÓRICO-EXPERIMENTAL**

EVANDRO SÉRGIO CAMÊLO CAVALCANTI

TESE SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DA COORDENAÇÃO DOS PROGRAMAS DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS (M.Sc.).

APROVADA POR:


LEOPOLDO EURICO GONÇALVES BASTOS
(PRESIDENTE)


ARTHUR PALMEIRA RIPPER NETO


GIULIO MASSARANI

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL
MAIO DE 1983

CAVALCANTI, EVANDRO SÉRGIO CAMÊLO

Tubo de calor de água, um estudo teórico experimental (Rio de Janeiro) 1983.

viii, 199p. 29,7 cm (COPPE-UFRJ, M.Sc., Engenharia Mecânica, 1983).

Tese - Univ. Fed. Rio de Janeiro, Programa de Engenharia Mecânica.

1. Transferência de Calor 2. Tubo de Calor
I. COPPE/UFRJ II. Título (série)

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Leopoldo Bastos, por sua orientação se
gura e amiga.

Ao Dr. Arthur Ripper, pelo apoio e dedicação.

Ao Professor Giulio Massarani, pelas sugestões opor
tunas.

Ao Centro de Pesquisas de Energia Elétrica - CEPEL,
que tornou possível a realização deste trabalho.

Aos funcionários da Biblioteca Central da COPPE/UFRJ,
pela atenção no atendimento.

Aos colegas da Biblioteca, do Laboratório de Quími
ca e da Oficina Mecânica do CEPEL pelo auxílio prestado.

Ao técnico Luis Alberto Rozo, ex-funcionário do
CEPEL, pelo apoio na fabricação e instrumentação do protótipo.

Ao Eng. Mário Jorge Alves Borges, pela inestimável
ajuda computacional.

À Sonia Domingues Araujo, pelo apoio datilográfico
da primeira versão deste trabalho.

À Beatriz Moojen, pela datilografia da versão defi
nitiva do trabalho.

RESUMO

Este trabalho foi desenvolvido visando à elaboração de metodologias de projeto, fabricação e avaliação térmica de tubos de calor de água.

O modelo proposto por SUN e TIEN^{9,1} para o desempenho térmico de tubos de calor, operando em regime permanente, foi resolvido para nova condição do fluido de resfriamento e usado na avaliação teórica do perfil da temperatura ao longo da parede e da temperatura de saturação do vapor.

Um tubo de calor capaz de transferir uma potência de 400 watts foi projetado e fabricado. O protótipo é um tubo de cobre de 1000 mm de comprimento e 25,4 mm de diâmetro externo com 0,79 mm de espessura de parede. O meio poroso é formado por 7 camadas de tecidos metálicos de bronze fosforoso, de malhas 50 e 250, fixados na parede interna do tubo, gerando um espaço de vapor com 17 mm de diâmetro.

Apresenta-se os resultados experimentais dos ensaios térmicos do protótipo e discute-se os resultados, comparando-os com as previsões teóricas.

Discute-se a metodologia de projeto de tubos de calor, comparando-a aos procedimentos propostos por DUNN¹⁴ e CHI¹⁶.

ABSTRACT

The aim of this work was to develop methodologies for the project, manufacturing and experimental thermal evaluation of heat pipes.

The model suggested by SUN and TIEN⁹¹ for theoretical steady-state heat pipe performance was solved for a new condition of cooling fluid and used for predicting the wall temperature profile and saturated vapor temperature.

A water heat pipe for a 400 watts heat removal was projected and manufactured. The prototype consists of a copper tube 1.000 mm long, with an outside diameter of 25,4 mm and a wall thickness of 0,79 mm. The wick structure is a composite phosphor bronze wrapped-screen wick with meshes 50 and 250 fitted against the inner wall of the tube to leave a vapor space diameter of 17 mm.

The prototype was instrumented and monitored. The measured wall temperature profiles for several heat-input levels are compared and discussed with the theoretical predictions.

The methodology for the project of heat pipes was discussed and compared with other procedures suggested by DUNN¹⁴ and CHI¹⁶.

ÍNDICE

CAPÍTULO	I - INTRODUÇÃO	1
CAPÍTULO	II - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
	II.1 - INVENÇÃO E CARACTERÍSTICAS DO TUBO DE CALOR	4
	II.2 - DESENVOLVIMENTO DO TUBO DE CALOR	9
	II.2.1 - FLUIDOS DE TRABALHO	11
	II.2.2 - ESTRUTURAS CAPILARES	16
	II.2.3 - TRANSFERÊNCIA DE CALOR	24
	II.2.4 - LIMITAÇÕES OPERACIONAIS	29
	II.2.5 - APLICAÇÕES DO TUBO DE CALOR	35
	II.2.6 - TEORIA DO TUBO DE CALOR	38
CAPÍTULO	III - FUNDAMENTOS TEÓRICOS	43
	III.1 - ASPECTOS GERAIS	43
	III.2 - TENSÃO SUPERFICIAL	44
	III.2.1 - ENERGIA SUPERFICIAL	44
	III.2.2 - EQUAÇÃO DE LAPLACE-YOUNG	46
	III.2.3 - COLUNA CAPILAR	48
	III.3 - CONDIÇÃO ESTÁTICA	50
	III.4 - REGIME TRANSITÓRIO	52
	III.5 - REGIME PERMANENTE	53
	III.5.1 - FUNCIONAMENTO DO TUBO DE CALOR	53
	III.5.2 - PERFIL DE TEMPERATURA	56
	III.5.3 - FLUXO DE MASSA	60
	III.5.4 - QUEDAS DE PRESSÃO	64
	III.5.5 - PRESSÃO DE BOMBEAMENTO CAPILAR	66
	III.5.6 - LIMITAÇÕES OPERACIONAIS	68
CAPÍTULO	IV - MATERIAIS E MÉTODOS	73
	IV.1 - PROTÓTIPO E MATERIAIS USADOS	73
	IV.2 - DIMENSIONAMENTO TÉRMICO E MECÂNICO	76

CAPÍTULO IV.3 - MÉTODO DE FABRICAÇÃO	79
IV.4 - MÉTODO DE ENSAIO TERMODINÂMICO	87
CAPÍTULO V - RESULTADOS	99
CAPÍTULO VI - DISCUSSÕES	117
CAPÍTULO VII - CONCLUSÕES	123
BIBLIOGRAFIA	126
APÊNDICE A	138
APÊNDICE B	141
APÊNDICE C	158
APÊNDICE D	181
APÊNDICE E	190
APÊNDICE F	195

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

A necessidade de economizar energia ganhou mais estímulo após o embargo do petróleo em 1973 devido à OPEP (Organização dos Países Exportadores de Petróleo), gerando nos últimos anos maior interesse por equipamentos térmicos compactos capazes de transportar calor de um ambiente para outro com melhor eficiência térmica.

Um método bem conhecido para transportar grandes quantidades de calor com elevada eficiência térmica é feito através da vaporização de um líquido, transporte do vapor e subsequente condensação. Este método, quando usado, possibilita a redução da área de troca de calor devido ao maior coeficiente de película característico dos processos de ebulição-condensação.

O tubo de calor (do inglês "HEAT PIPE") utiliza o processo de ebulição-condensação ^{1,2}, caracterizando-se por não necessitar de trabalho externo para a circulação de massa, que é induzida através de um meio poroso pelo fenômeno de capilaridade. Com este equipamento consegue-se transportar grandes fluxos de calor com pequeno gradiente de temperatura.

Apesar de ter sido desenvolvido para uso em aeroná-

ves espaciais ¹, o tubo de calor teve imediatamente seu potencial reconhecido em outras aplicações de engenharia, especialmente na indústria. Nessas aplicações o tubo de calor tem sido usado principalmente para: dissipar calor em equipamentos elétricos, eletrônicos e mecânicos; transferir grandes fluxos de calor com pequenos diferenciais de temperatura; transformar densidade de fluxo de calor; estabilizar ou controlar temperatura e manter temperatura constante com variações de fluxo de calor ⁸.

A possibilidade de utilização de tubos de calor em equipamentos elétricos motivou a realização deste trabalho. Considerando que a maioria destes equipamentos operam na faixa de temperatura de 50 a 200°C, optou-se para essa aplicação pelo tubo de calor de água.

Este trabalho foi desenvolvido visando a elaboração de técnica para projeto, fabricação e ensaio térmico de tubos de calor.

No capítulo II apresenta-se a revisão bibliográfica desta nova técnica de calor, desde a sua origem até nossos dias.

No capítulo III apresenta-se os fundamentos teóricos sobre tubos de calor.

No capítulo IV apresenta-se os métodos de projeto, fabricação e ensaio termodinâmico de um protótipo.

No capítulo V apresenta-se os resultados experimentais dos ensaios termodinâmicos.

No capítulo VI discute-se os resultados e apresenta-se as conclusões.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

II.1 INVENÇÃO E CARACTERÍSTICAS DO TUBO DE CALOR

A primeira concepção de tubo de calor surgiu em 1944, quando GLAUGER ¹, da General Motors, propôs um equipamento que utilizava o método de ebulição-condensação para transferência de calor e caracterizava-se por não necessitar de energia externa para o retorno do condensado. Infelizmente, para GLAUGER, os problemas de transporte de calor da GM, na época, foram resolvidos com métodos convencionais de transferência de calor e por este motivo o potencial de sua invenção ficou esquecido durante aproximadamente 20 anos.

Em 1962 TREFETHEN ¹ submeteu um trabalho à General Electric Company, no qual sugeria um dispositivo térmico para possíveis aplicações em aeronaves espaciais. Este dispositivo era constituído de um tubo ôco com um meio poroso cobrindo toda a superfície interna. A energia seria transferida de uma extremidade para a outra por meio da vaporização de um fluido e a circulação de massa seria garantida pelo fenômeno de capilaridade. Nenhuma verificação experimental deste conceito foi realizada e a sugestão foi lentamente esquecida nos arquivos da companhia.

Em 1964 GROVER et alii ² do Los Alamos Scientific Laboratory inventaram um dispositivo idêntico ao de GLAUGER, ao qual denominaram *Heat Pipe*. O tubo de calor é definido como uma estrutura fechada contendo um fluido de trabalho capaz de transferir energia térmica de uma parte para a outra por meio da vaporização do fluido e subsequente retorno do condensado do condensador para o evaporador pela ação da capilaridade.

Qualquer tubo de calor é constituído fisicamente por: casco, meio poroso e espaço de vapor; o casco tem apenas função estrutural no encapsulamento das partes de funcionamento; o meio poroso possibilita o retorno do condensado do condensador para o evaporador por meio de capilaridade e o espaço de vapor permite a passagem do vapor. Devido ao custo dos processos de fabricação, a forma de casco mais usada é a cilíndrica.

Todos os tubos de calor possuem as regiões denominadas de evaporador e condensador; no evaporador a energia térmica de qualquer fonte externa é transferida através de suas paredes para o fluido de trabalho e no condensador o fluido condensa transferindo seu calor latente para um meio de resfriamento externo. Além dessas regiões alguns apresentam uma seção adiabática localizada entre o evaporador e o condensador, como indicado na figura (I-1). A seção adiabática fornece passagem para o fluido de trabalho, possibilitando a separação entre a fonte e o sumidouro de calor quando necessário, tornando-se compatível com qualquer geometria externa.

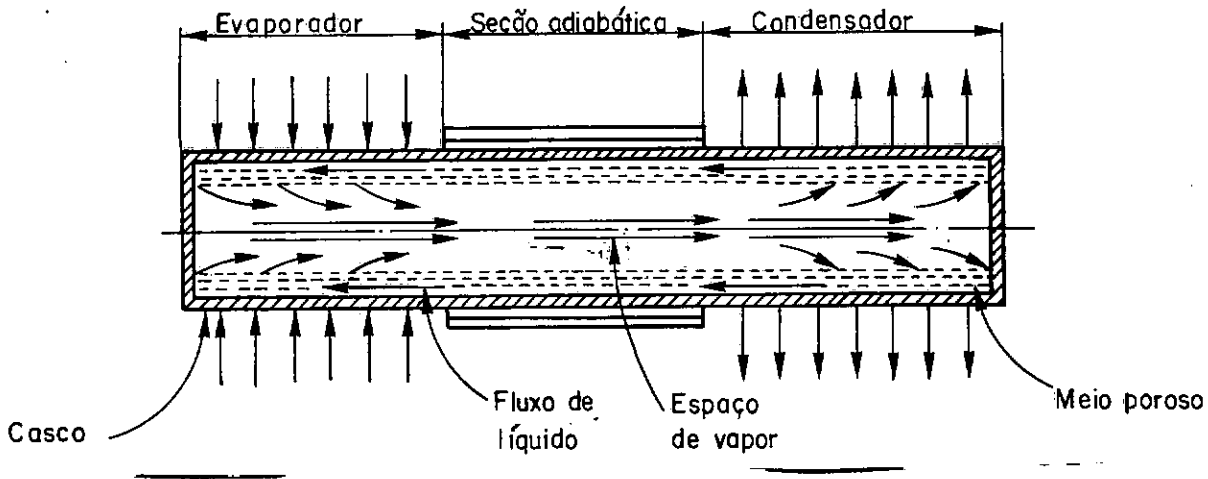


Figura I-1 - Tubo de calor ¹

O escoamento de vapor entre o evaporador e o condensador apresenta, normalmente, pequenas variações de pressão ; por isso, o tubo de calor pode funcionar quase que isotermicamente à temperatura bem próxima à correspondente à pressão de saturação do vapor. A capacidade de transportar grandes quantidades de energia térmica com pequenos diferenciais de temperatura, torna os tubos de calor equivalentes a supercondutores com elevadíssima condutividade térmica, da ordem de 10^3 a 10^4 vezes maior que a dos melhores condutores metálicos tais como cobre, prata ou alumínio^{2,4-6}.

Além da excelente característica térmica, o tubo de calor é estruturalmente simples, relativamente barato, silencioso e de funcionamento confiável.

Na figura (I-2) apresenta-se algumas formas de tubos de calor. O tubo de calor idealizado por GROVER ² está indicado na figura (I-2A), caracterizando-se pela elevada re-

lação comprimento/diâmetro. A figura (I-2B) apresenta um tubo de calor plano que tem uma pequena relação comprimento/diâmetro. Os tubos de calor com tais proporções são frequentemente chamados de câmaras de vapor (do inglês "vapor chambers"). O tubo de calor tubular dobrado a 90° indicado na figura (I-3C) é usado no descongelamento de auto-estradas. Finalmente a geometria indicada na figura (I-2D) é um tubo de calor tubular em forma de anel usado na isotermação de aeronaves espaciais.

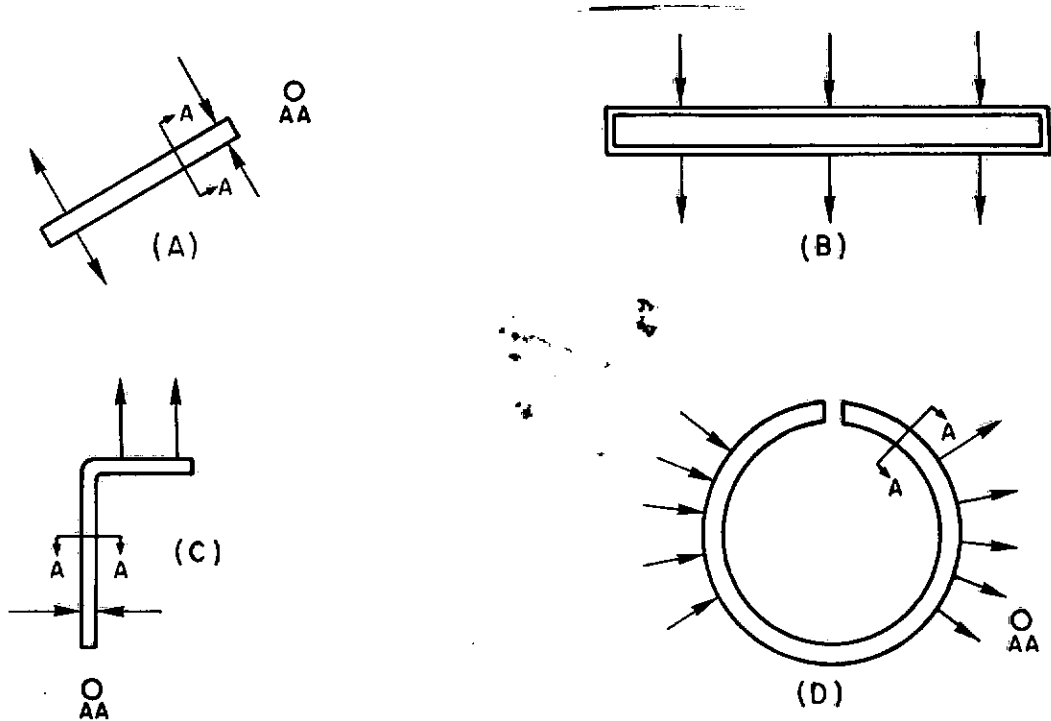


Figura I-2 - Geometrias típicas de tubos de calor ¹.

Compreende-se que as variações nas formas de tubos de calor são ilimitadas; alguns pesquisadores ¹¹⁻¹³ propuseram e fabricaram tubos de calor flexíveis.

Através da escolha adequada dos fluidos de traba-

lho e dos materiais, pode-se operar tubos de calor de temperaturas criogênicas até elevadas temperaturas (70 K a 2100K)

5-15.

As dimensões dos tubos de calor podem variar de milímetros, como por exemplo os tubos de calor (diminutas agulhas) medicinais usados no congelamento de tumores cancerígenos ou em cirurgias no globo ocular ⁸, até dezenas de metros como os usados em linhas de transmissão subterrâneas^{9,10}.

Classificam-se também como tubo de calor todos os equipamentos herméticos que utilizam processo de ebulição-condensação para transferência de energia térmica com outra forma de retorno de condensado, como por exemplo força centrífuga. Na tabela (I.1) tem-se uma classificação dos tubos de calor segundo o método de retorno de condensado.

O tubo de calor rotativo e o termossifão mostram-se promissores para muitos problemas térmicos, mas por não preencherem a definição de GROVER não serão revisados neste trabalho.

De acordo com a temperatura de operação os tubos de calor podem ser classificados em três categorias ¹⁶, a saber:

- a) criogênicos - operam abaixo de 122 K;
- b) temperatura moderada - operam entre 122 e 628 K;
- c) alta temperatura - operam acima de 628 K.

Tabela I.1 - Classificação dos tubos de calor segundo o retorno de condensado ¹⁴

Método de retorno do condensado	Designação
Gravidade	Termossifão
Capilaridade	Tubo de calor de GROVER
Força centrífuga	Tubo de calor rotativo
Força eletrostática	Tubo de calor eletrohidrodinâmico
Força magnética	Tubo de calor magnetohidrodinâmico
Força osmótica	Tubo de calor osmótico

II.2 DESENVOLVIMENTO DO TUBO DE CALOR

O interesse pelo tubo de calor cresceu de maneira acelerada após a publicação do primeiro trabalho experimental devido a GROVER et alii ² e, 1964. O protótipo construído por eles tinha 90 cm de comprimento, casco em aço inoxidável 347, cinco camadas de tecido de arame malha nº 100 em aço inoxidável 304 saturadas com 40 g de sódio. Cinco termopares tipo cromel-alumel foram soldados a intervalos iguais ao longo da região não aquecida. A distribuição de temperatura permanente para uma série de níveis de potência está indicada na Figura (II.1). Os patamares indicam região de fluxo onde os gradientes térmicos não excederam 0,05 K/cm. A

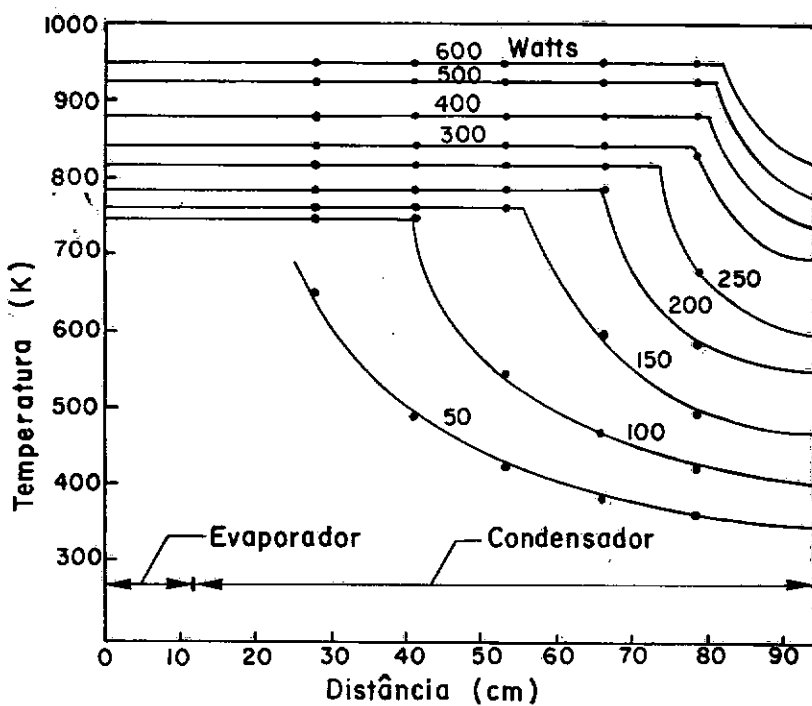


Figura II-1 - Perfil de temperatura ao longo do tubo de calor devido a GROVER et alii ².

queda de temperatura acentuada na extremidade da região não aquecida foi devida a presença de gás hidrogênio estagnado, formado a partir do sódio impuro a elevadas temperaturas. Imaginando o tubo de calor como uma barra sólida, conclui-se pela lei de Fourier que a condutividade térmica equivalente da barra era maior que $4000 \text{ W/cm}\cdot\text{K}$.

Atualmente é grande o número de trabalhos publicados sobre o assunto, o que torna difícil uma discussão cronológica das referências. Como feito por WINTER e BARSCH ¹ em sua revisão da literatura para o período de 1964 a março de 1970, adotar-se-á a revisão pelos seguintes assuntos: fluidos de trabalho, estruturas capilares, transferências de calor, limitações operacionais, aplicações de tubos de calor e teoria do tubo de calor.

A revisão será orientada para os tubos de calor de GROVER para temperatura moderada, pois este tipo pode funcionar numa faixa de temperatura adequada para atender as necessidades de dissipação térmica de diversos equipamentos elétricos.

II.2.1 FLUIDOS DE TRABALHO

Considerando-se que o tubo de calor opera na transição de fase líquido-vapor, conclui-se que a faixa de temperatura na qual um dado fluido de trabalho pode ser usado está contida entre o ponto triplo e o ponto crítico, veja a figura (II-2). O funcionamento próximo ao ponto triplo é dificultado por questões dinâmicas no escoamento do vapor (tais como limite sônico, limite de arraste, ou excessiva queda de

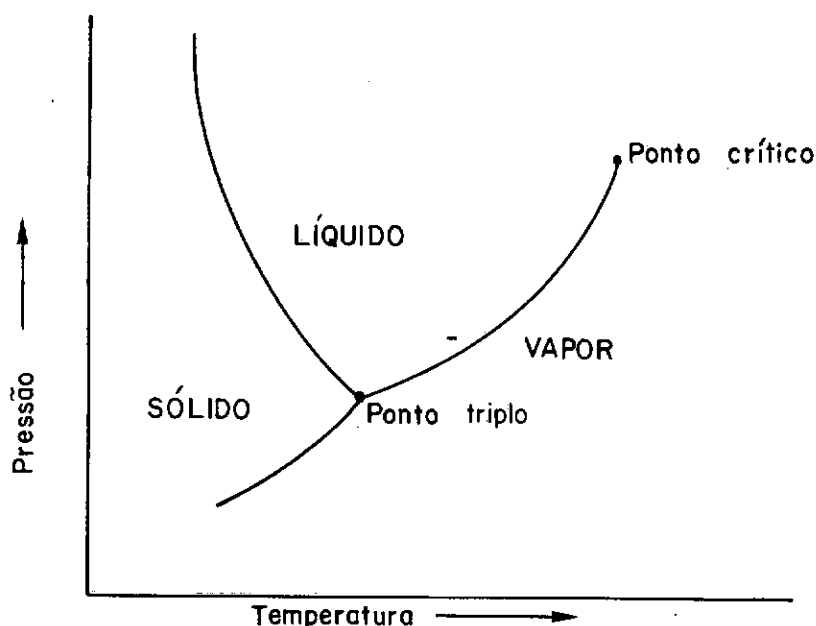


Figura II-2 - Diagrama P-T para substância pura que expande na solidificação ⁶⁷.

pressão na região de vapor, que são discutidas adiante) ⁷ . Próximo ao ponto crítico, a elevada pressão de vapor é a única limitação devido ao projeto mecânico do tubo de calor. Do ponto de vista termodinâmico, a faixa ótima de operação para o fluído está na extremidade mais elevada da curva de líquido-vapor ^{1,7}, pois as quedas de pressão no escoamento de vapor nesta região dão origem a pequenos gradientes de temperatura ao longo do tubo de calor.

DEVERALL e KEMME ¹ foram os primeiros pesquisadores a formular as características necessárias para os fluídos de trabalho: (1) elevado calor latente de vaporização ; (2) elevada condutividade térmica; (3) baixa viscosidade de líquido e vapor; (4) elevada tensão superficial; (5) elevada capacidade de molhamento; (6) boa estabilidade térmica ¹⁴.

Uma grande variedade de fluidos, desde os criogênicos até os metais líquidos, tem sido empregada em tubos de calor ^{1,2,14-26}. Os metais líquidos são usados em tubos de calor que operam em alta temperatura; os líquidos comuns, tais como água e amônia, são empregados para temperatura moderada e para baixa temperatura usa-se por exemplo metano e nitrogênio.

Na faixa de temperatura de 150-700°C são poucos os fluidos disponíveis. DEVERALL ²⁷ em 1969 propôs o mercúrio para a faixa de 200-360°C, com adição de pequena quantidade de titânio e magnésio para melhorar as características de

molhamento. Em 1976 POLASEK e STULC ²⁸ descreveram o uso de enxofre como fluido de trabalho para tubos de calor operando na faixa de 200-600°C.

As propriedades físicas necessárias nas aplicações de hidrocarbonetos fluorados em tubos de calor foram medidas por REALE e CANNABIELLO ²⁹.

Uma forma conveniente para comparar diferentes fluidos de trabalho aplicáveis a mesma faixa de temperatura é obtida através do fator de transporte de líquido ³⁰, indicado na figura (II-3). O fator de transporte de líquido é conhecido também como parâmetro dimensional do fluido, grupo de propriedade dimensional do fluido, figura de mérito, ou parâmetro de bombeamento de líquido, este fator tem a dimensão de fluxo de calor e é definido como:

$$F = \frac{\rho_{\ell} \lambda \sigma_{\ell}}{\mu_{\ell}} \quad (\text{II-1})$$

onde,

ρ_{ℓ} = massa específica do líquido

λ = calor latente do líquido

σ_{ℓ} = tensão superficial do líquido

μ_{ℓ} = viscosidade dinâmica do líquido

CHI ¹⁶ e PHILLIPS ³⁶ apresentam o fator de transporte de líquido na forma de gráfico para vários fluidos de trabalho.

ASSELMAN e GREEN ³⁰ mostraram que o fator de transporte de líquido não é o único critério para a seleção do fluido de trabalho, pois o custo, a compatibilidade com o material do casco e do meio poroso e outras propriedades tais como condutividade elétrica podem resultar na escolha de um fluido alternativo, mesmo que este tenha menor fator F para a aplicação em questão.

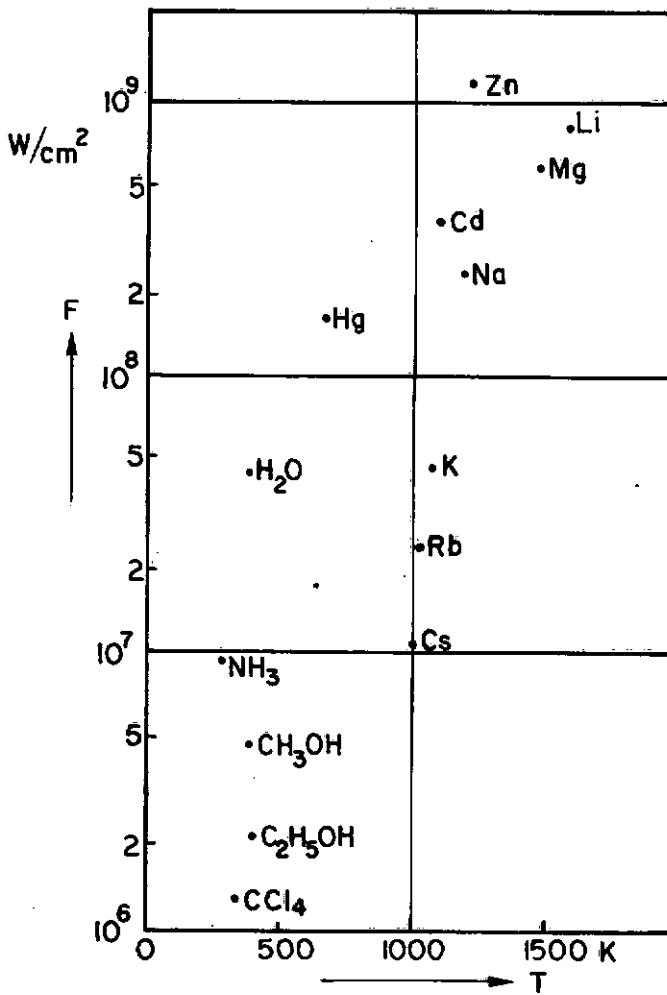


Figura II-3 - Fator de transporte de líquido para vários fluidos de trabalho no ponto de ebulição ³⁰.

Em 1969 FELDMAN e WHITLOW ³¹ apresentaram a mistura binária água-metanol como fluido de trabalho, dos resultados experimentais conclui-se que os tubos de calor com soluções binárias não funcionam isotermicamente e que a adição de pequena quantidade de metanol melhora a capacidade de troca de calor dos tubos de calor a água. TIEN e ROHANI ³² apresentaram análise teórico experimental de tubos de calor com misturas de água-etanol.

Na figura (II-4) apresenta-se os principais fluidos de trabalho e a respectiva faixa de temperatura na qual são comumente usados ¹⁵.

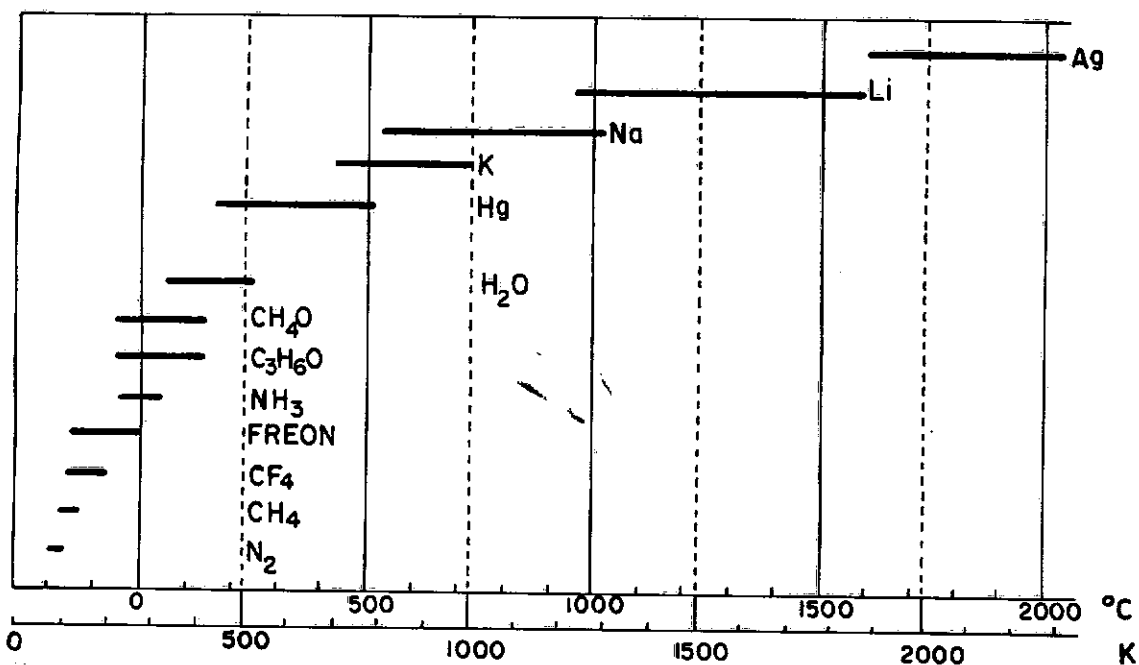


Figura II-4 - Fluidos de trabalho e sua faixa de temperatura ¹⁵.

II.2.2 ESTRUTURAS CAPILARES

WINTER e BARSCH ¹ definiram o meio poroso ou estrutura capilar ideal como aquela que apresenta: pequenos poros superficiais na interface líquido-vapor para fornecer grande pressão de capilaridade, maior porosidade interna (na direção normal ao escoamento de líquido) para minimizar a perda no escoamento, e caminho contínuo para o fluxo de calor através da espessura do meio poroso, para obter a mínima queda de temperatura.

Os materiais mais usados na fabricação das estruturas capilares são gases, fibra de vidro, metal sintetizado, tubos cerâmicos porosos, tecidos de arame, chapas finas perfuradas - corrugadas e estrias abertas na superfície interna do casco ³.

Para atender as características ideais das estruturas capilares várias estruturas foram propostas ¹⁴⁻¹⁶, como indicado na figura (II-5). As estruturas de 1 a 4 são classificadas como homogêneas e as de 5 a 12 como compostas, segundo MORITZ ³³ os tubos de estruturas de 1 a 4 são denominados de primeira geração e aqueles com estruturas de 5 a 12 são denominados de segunda geração.

A estrutura 1 é a mais comum de todas as estruturas capilares, fabricadas por exemplo a partir de diversas camadas de tecidos de arame. A resistência oferecida ao escoamento de fluido pode ser controlada pelo espaçamento en-

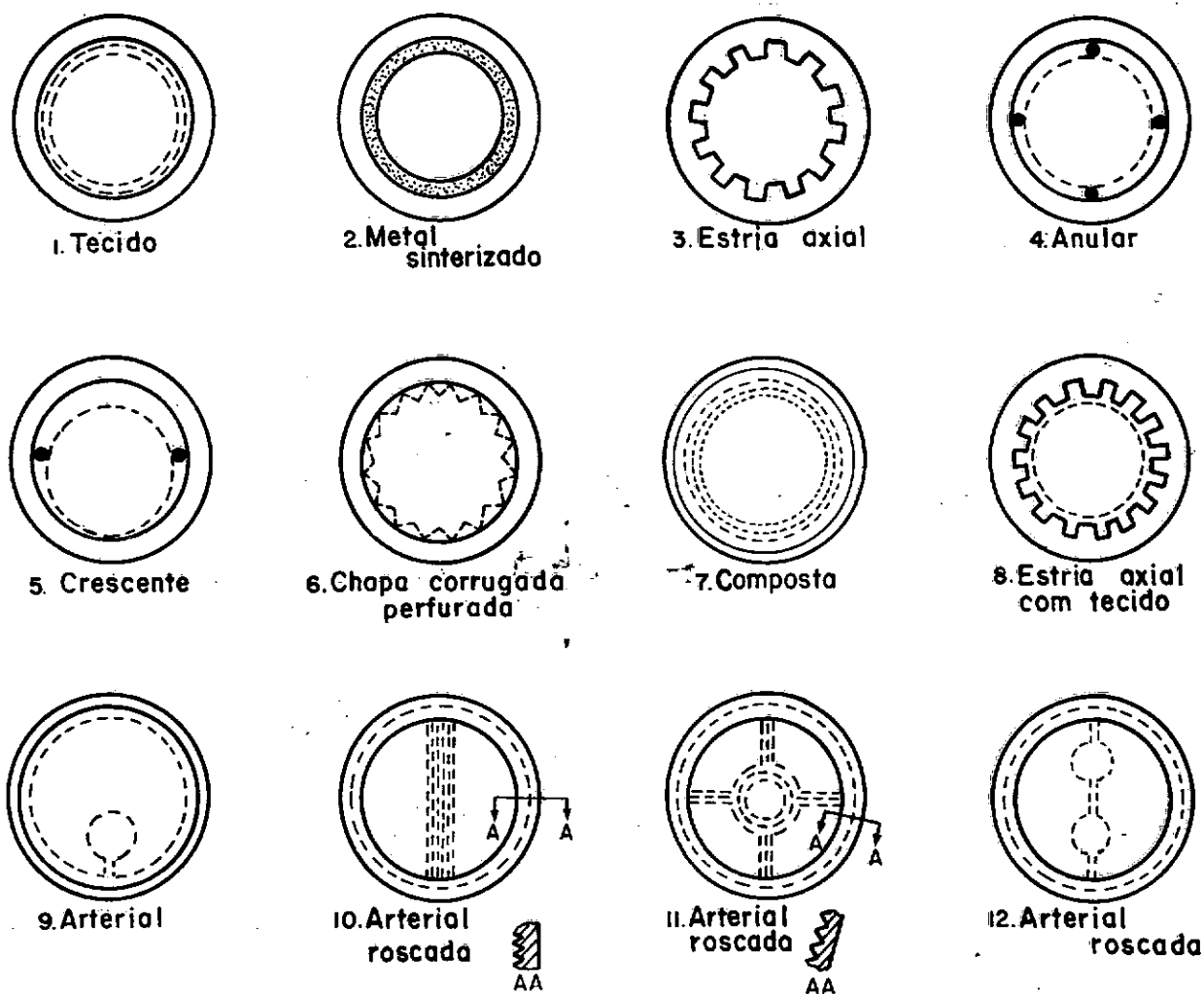


Figura II-5 - Seção transversal de estruturas capilares cilíndricas ¹⁴⁻¹⁵.

tre as camadas. Esta flexibilidade implica em maior queda de temperatura na estrutura, quando usada em tubos de calor criogênicos ou de temperatura moderada, devido a presença de líquido com baixa condutividade térmica em malha ¹⁶. Esta estrutura foi proposta por GROVER ².

O metal sinterizado usado na estrutura 2 possibilita pequena queda de temperatura, devido a continuidade metálica entre a parede e a interface líquido-vapor ³⁹. Esta estrutura tem grande pressão de capilaridade mas freqüentemen

te os pequenos poros internos dão origem a grande queda de pressão no escoamento de líquido.

A estrutura 3 é obtida a partir de estrias abertas na parte interna do casco. Pode ser usada satisfatoriamente em todas as faixas de temperaturas. As aletas metálicas asseguram caminho com baixa resistência térmica para o fluxo de calor.

As estruturas de 4 a 6 oferecem pequena resistência para o fluxo de líquido, entretanto apresentam uma grande resistência para o fluxo de calor se for usado um fluido de trabalho com baixa condutividade térmica. A estrutura 6 foi proposta por RANKEN e KEMME ¹, trata-se de uma chapa de aço inoxidável perfurada e corrugada, conformada em cilindro e inserida no tubo de calor.

A estrutura 7 é composta de uma camada de tecido de arame com malha fina na interface líquido-vapor para promover maior pressão de capilaridade e de várias camadas de malha mais aberta entre a parede interna do casco e a malha fina, para facilitar o retorno de líquido.

Este tipo de estrutura foi proposto pela primeira vez por KEMME ¹. Este meio poroso tem alta capacidade de transferência de calor, mas como a estrutura 1 está sujeita a maior queda de temperatura quando utiliza-se fluido com baixa condutividade térmica.

A estrutura 8 foi idealizada a partir das estruturas 3 e 4, obtendo-se uma estrutura com boas características térmicas.

As estruturas de 9 a 12 são conhecidas como arteriais. KATZOFF ¹ foi o primeiro pesquisador a propor este tipo de estrutura, ou seja a estrutura 9. Esta estrutura caracteriza-se por apresentar um canal com pequena resistênica para o retorno do condensado ¹⁴ e pela pequena queda de temperatura mesmo quando opera com fluido de baixa condutividade de térmica. Utiliza-se estas estruturas mais frequentemente em satélites e aeronaves espaciais. As estruturas de 10 a 12 são variações de 9 e apresentam na região do evaporador e do condensador a superfície interna roscada.

GROLL e ZIMMERMANN ⁷⁰ apresentam o dimensionamento ótimo de estruturas capilares arteriais e anulares para tubos de calor de sódio ou água, com o objetivo de maximizar a capacidade de transferência de calor.

SUN e TIEN ⁶⁵ propuseram um modelo analítico para avaliação do menor raio de menisco, necessário para o cálculo da máxima capacidade de bombeamento de vários tipos de meios porosos. O modelo foi verificado experimentalmente para vários tecidos de arame, da malha 100 a 325, com água destilada e freon 11. Os resultados experimentais dos autores e de diversas fontes por eles analisados, demonstram a validade do modelo.

YIP ⁶⁶ mostrou que a máxima taxa de transferência de calor que pode ser mantida com um tubo de calor, para um dado fluido de trabalho é proporcional ao parâmetro do meio poroso N_w , que é função apenas da geometria. Apresenta-se expressões de N_w para vários tipos de estruturas capilares usadas no projeto de tubos de calor. Valores de N_w obtidos experimentalmente por diversas fontes foram comparadas com N_w teórico, obtendo-se boa concordância dos resultados. O parâmetro N_w poderá ser obtido também para tubos de calor com estruturas capilares compostas. Na utilização dos modelos anteriores, necessita-se conhecer previamente a permeabilidade e porosidade das estruturas capilares. Estas características podem ser determinadas experimentalmente através da teoria fundamental do escoamento de fluidos em meios porosos, apresentada e discutida nos livros escritos por: SCHEIDEGGER ⁶⁸ ou BEAR ⁶⁹.

Recentemente CHISHOLM ³⁸ patenteou um novo sistema de artéria para o retorno de condensado do condensador para o evaporador em tubos de calor. Nos sistemas arteriais convencionais o enchimento da artéria se faz pela ação das forças capilares e o bloqueio de vapor é evitado dispondo-se a artéria afastada da parede aquecida; o sistema proposto se caracteriza por não necessitar das forças capilares para o enchimento e pelo bloqueio de vapor ser evitado por um sistema de alimentadores que coleta o vapor sem redução no desempenho do tubo de calor. A figura (II-6) mostra o sistema. Ao longo da parede do tubo de calor (1) existe um meio poroso (2), o qual é fixado nas extremidades por placas alimenta

doras (3,4). Não existe ligação entre os alimentadores(5,6) e o espaço de vapor (7), exceto através do meio poroso. Ligando as placas alimentadoras (3,4) e soldadas a elas está a artéria (8). O meio poroso (2), as placas alimentadoras (3,4), e a artéria (8) formam uma unidade selada, possibilitando a montagem da unidade antes de ser inserida no tubo de calor. Nestas condições um bom contato pode ser obtido entre o meio poroso e a parede do evaporador.

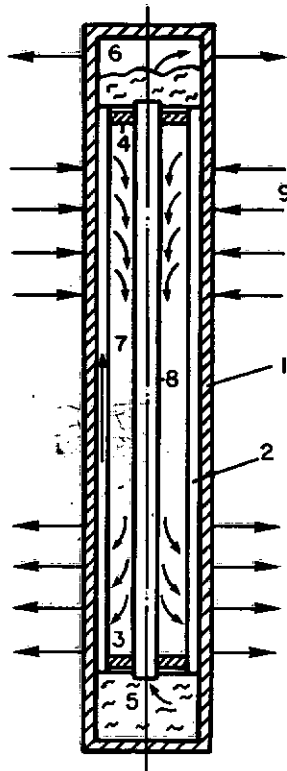


Figura II-6 - Tubo de calor com sistema de alimentadores e artéria ³⁸.

O tubo de calor é carregado com fluido suficiente para saturar o meio poroso e o restante do volume disponível, com exceção do volume (7) entre os alimentadores. O comprimento do meio poroso é menor que a altura capilar, o

que garante saturação do meio poroso em qualquer orientação em relação à gravidade.

Este novo tipo de tubo de calor apresenta menor resistência para o retorno de condensado, podendo-se atingir maiores níveis de fluxos de calor. Apesar disto, o autor não apresentou trabalho experimental onde se verificasse o funcionamento do esquema proposto.

Além das características operacionais deve-se dar ênfase as características mecânicas do meio poroso ¹. A estrutura capilar deve ser mecanicamente estável e rígida para que suas propriedades de fluxo não variem com a operação. A facilidade de fabricação, reprodutibilidade da estrutura capilar e o custo são também importantes na escolha da estrutura capilar adequada para cada aplicação de tubo de calor.

WINTER e BARSCH ¹ apresentam diversas formas de fabricação e fixação da estrutura capilar contra a parede do casco. MORITZ ³³ apresenta o uso de uma chapa de aço perfurada para manter a aderência da tela de arame contra a parede do casco na região do evaporador.

EGGERS et alii ³⁷ testaram uma estrutura capilar obtida de metal sinterizado estriado. Esta estrutura caracteriza-se pela reduzida perda viscosa no retorno do condensado devido as estrias e a alta pressão de capilaridade atribuida à estrutura porosa do metal sinterizado. A estrutura composta foi soldada a parede interna do casco para obter-se alta condutância térmica na direção radial. Os resultados

experimentais com tubos de calor de amônia indicaram fluxos térmicos radiais da ordem de $2,8 \text{ W/cm}^2$ com diferença de temperatura menor que 9 K entre evaporador e condensador.

COSGROVE et alii ⁴⁰ construíram estruturas capilares formadas de pequenas esferas de metal monel suportadas por uma tela cilíndrica de aço inoxidável. A estrutura apresentou resultados satisfatórios, mas não foi testada sua reprodutibilidade.

RAJAKUMAR e KRISHNASWAMY ³⁵ fabricaram estruturas capilares usando tecido de arame de bronze fosforoso. Bom contato térmico entre o meio poroso e a parede interna do casco foi obtido usando o seguinte método de fabricação. O tecido de arame de malha 150 ou 250 após desengraxado foi enrolado diversas vezes em torno de uma barra de aço inoxidável retificada, tal que ao ser inserida no tubo ajustava-se completamente a ele. O conjunto assim formado foi forçado através de uma matriz para comprimir o tecido de arame. A barra de aço inoxidável foi removida após esta operação. Apesar do bom desempenho do tubo de calor, não foi verificado a reprodutibilidade da estrutura capilar.

MURCIA et alii ⁹⁰ apresentaram sugestão de estrutura porosa modificada que possibilita o aumento da capacidade de transferência de calor sem alterar o perfil de temperatura do tubo de calor.

II.2.3 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

ALLINGHAM e McENTIRE ¹ trabalhando em área não relacionada com tubos de calor, mediram coeficientes de película (coeficientes de transferência de calor) na ebulição de água em torno de um tubo de cobre recoberto externamente com material cerâmico poroso e imerso em água na posição horizontal. Para pequenos fluxos de calor eles verificaram que os coeficientes de película excediam aqueles obtidos em condições semelhantes no caso de ebulição em vaso. Estes resultados foram atribuídos ao aumento na área efetiva de troca de calor devido à porosidade. Para grandes fluxos ocorreu o inverso e os valores dos coeficientes de película para a ebulição em meio poroso foram menores que os correspondentes à ebulição em vaso. A razão para o decréscimo foi atribuída ao escape do vapor através do meio poroso dificultando a passagem do fluido em contracorrente na direção da superfície aquecida.

COSTELLO e REDEKER ⁴¹ estudaram o efeito do bombeamento por capilaridade na transferência de calor por ebulição, concluindo que as superfícies cobertas com material poroso apresentam menor coeficiente de película que o apresentado pela mesma superfície no caso de ebulição em vaso, como pode ser observado na figura (II-7).

NISSAN et alii ⁴² visando o desenvolvimento da técnica do método dinâmico de ANGSTRON ⁴³, realizaram medidas de condutividade térmica efetiva de sistemas formados por

meios porosos. O sistema ensaiado era hermético, composto de chapas de fibra de vidro saturadas com água, benzeno ou metanol formando um espaço de vapor. Os resultados experimentais obtidos indicam que a condutividade térmica efetiva para estes sistemas é muito elevada, confirmando o resultado da experiência de GROVER et alii ².

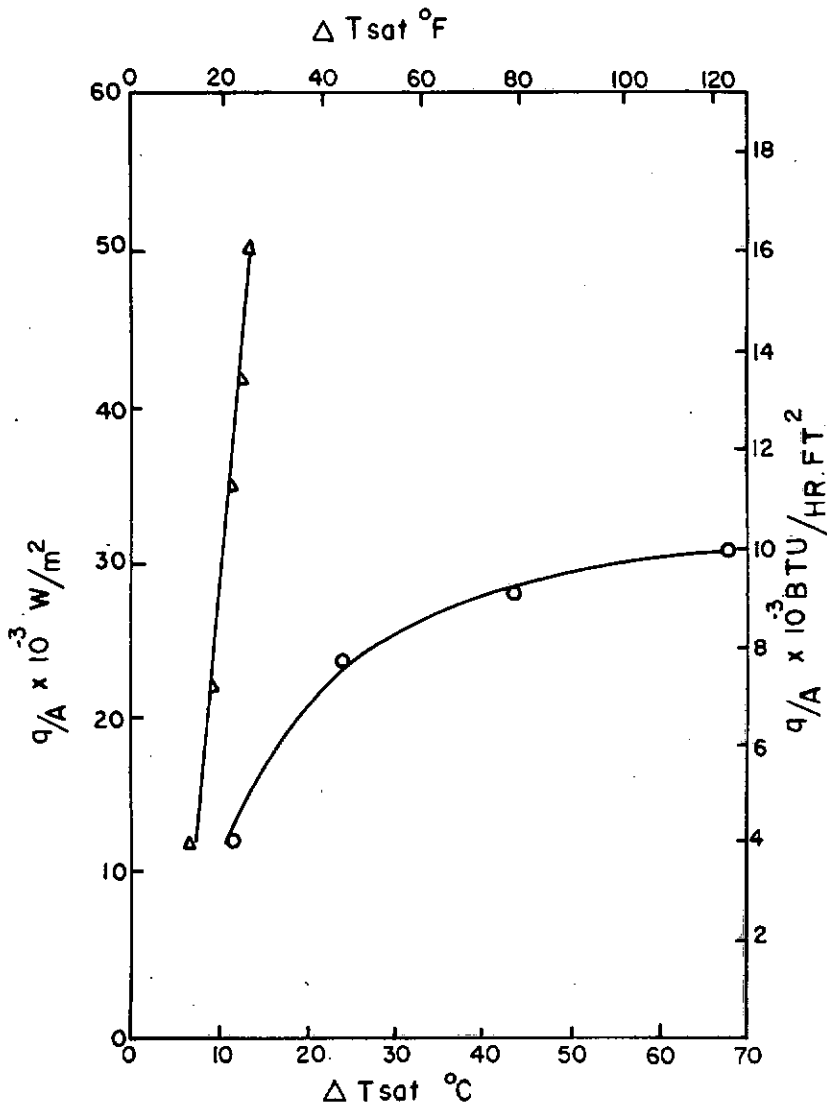


Figura II-7 - Ebulição em vaso para aquecedor estacionário ⁴¹

Δ - Aquecedor sem meio poroso

o - Aquecedor com meio poroso

FERRELL e ALLEAVITCH ⁴⁴ estudaram a transferência de calor em meio poroso (esferas de malha 30-40 e 40-50) saturado com água, concluíram que o mecanismo de vaporização em superfícies cobertas com meio poroso é de condução através de fina camada de líquido saturado em contato com a superfície aquecida, com a ebulição ocorrendo na interface líquido-vapor. Não foi verificado nenhum crescimento de bolha a partir dos dados experimentais, nem das observações visuais. Apresenta-se na figura (II-8) os resultados experimentais obtidos para esferas de malha 30-40, notando-se grande concordância dos valores experimentais com os previstos pelo modelo de condução através do meio poroso saturado. Este resultado indica que o coeficiente de película se mantém constante para fluxo de calor inferior ao crítico. O modelo criado por eles pode ser usado na determinação do coeficiente de película e do fluxo de calor crítico, para qualquer meio poroso de características conhecidas.

Segundo SINGH et alii ⁴⁵ a transferência de calor através de materiais porosos pode ser considerada como consequência de três mecanismos (condução, convecção e radiação). Se o nível de temperatura for inferior a 400°C a contribuição da radiação é desprezível ⁴⁶. Considerando-se que para tubos de calor o número de Rayleigh é pequeno, pode-se considerar a convecção natural desprezível ⁴⁷. Esses motivos conduziram SINGH et alii ⁴⁵ a investigarem experimentalmente a condutividade térmica efetiva de metal sinterizado saturado com água. Os resultados experimentais confirmaram a teoria de condução através do meio poroso, sendo então elaborada uma

nova correlação para prever a condutividade térmica efetiva de telas de cobre, aço inoxidável e níquel saturadas com água com precisão de $\pm 10\%$. Esta condutividade é normalmente definida como a relação entre o fluxo total de calor e a diferença média de temperatura no meio poroso ⁴⁸.

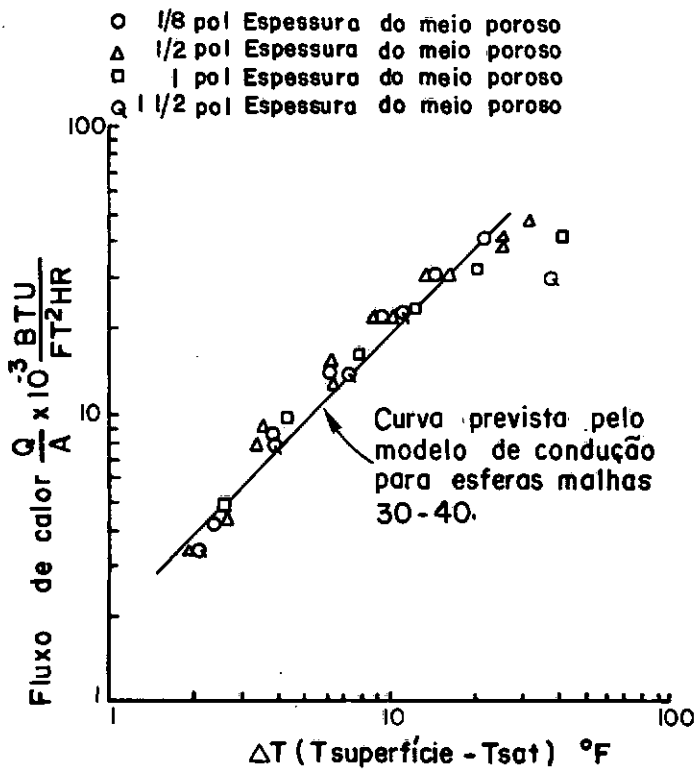


Figura II-8 - Resultados experimentais para superfície coberta com esferas de malhas 30-40 ⁴⁴.

ABHAT e SEBAN ⁴⁹ estudaram a evaporação de água, etanol e acetona da superfície de um tubo coberta com tecido de arame, concluíram que a taxa de transferência de calor era a mesma tanto para o tubo com tela imerso no líquido, como na situação em que a região aquecida estava acima do nível de líquido. Além disso concluíram que a taxa de transferência de calor é da mesma ordem que a obtida no caso de ebu

lição em vaso com o tubo sem tecido, contrariando os resultados de COSTELLO ⁴¹.

HASEGAWA et alii ⁵⁰ determinaram para superfícies cobertas com telas metálicas a relação entre o fluxo e a diferença de temperatura entre parede e líquido saturado. Os resultados mostram que a adição de tela metálica sobre a superfície intensifica o processo no caso de ebulição em vaso. Concluíram também que o meio poroso deve ter boa aderência a superfície aquecida, pois caso contrário tem-se o fluxo crítico reduzido a um terço.

No trabalho de ASAKAVICIUS et alii ⁵¹ foi estudado a transferência de calor em superfícies cobertas com telas metálicas. Da investigação concluiu-se que a taxa de transferência de calor é intensificada para pequenos fluxos e reduzida para altos fluxos se comparada com a taxa de ebulição em vaso; confirmando os resultados de ALLINGHAM ¹. Observou-se ainda, que o coeficiente de película e o fluxo crítico aumentam com a condutividade térmica efetiva do meio poroso.

A condutividade térmica efetiva (k_e) de telas metálicas saturadas com fluido de trabalho é calculada segundo DUNN e REAY ¹⁴ pela equação (II-2), considerando-se que a transferência de calor através da estrutura capilar se faz apenas por condução:

$$k_e = k_\ell \left[\frac{2k_p + \epsilon(k_\ell - k_p)}{2k_\ell - \epsilon(k_\ell - k_p)} \right] \quad (\text{II-2})$$

onde,

k_l = condutividade térmica do fluido de trabalho na fase líquida

k_p = condutividade térmica do material do meio poroso

ϵ = porosidade da tela metálica.

TOLUBINSKY et alii ⁵² analisaram a ebulição em meios porosos com o fornecimento de fluido idêntico ao do tubo de calor. Para uma grande gama de pressões e fluxos não foi verificada a formação de bolhas no meio poroso, concluindo-se que o mecanismo de vaporização é o de condução de calor através do meio poroso e ebulição na interface líquido-vapor. Os resultados deste trabalho coincidem com os de FERRELL e ALLEAVITCH ⁴⁴, SINGH et alii ⁴⁵.

II.2.4 LIMITAÇÕES OPERACIONAIS

Embora os tubos de calor sejam dispositivos de alta condutância térmica, eles são limitados a um máximo de transferência de calor.

O funcionamento dos tubos de calor depende da circulação contínua do fluido de trabalho, conseqüentemente não é espantoso que suas limitações operacionais estejam associadas de uma forma ou de outra com a interrupção da circulação de massa.

Na figura (II-9) mostra-se o desenho esquemático dos vários limites para um tubo de calor ^{7, 61}. Na região abaixo da curva ABCDEF o tubo de calor pode funcionar com sucesso. A forma da área sob a curva pode variar bastante dependendo do material do meio poroso e do fluido de trabalho, mas a forma de cada curva limite permanecerá a mesma ¹.

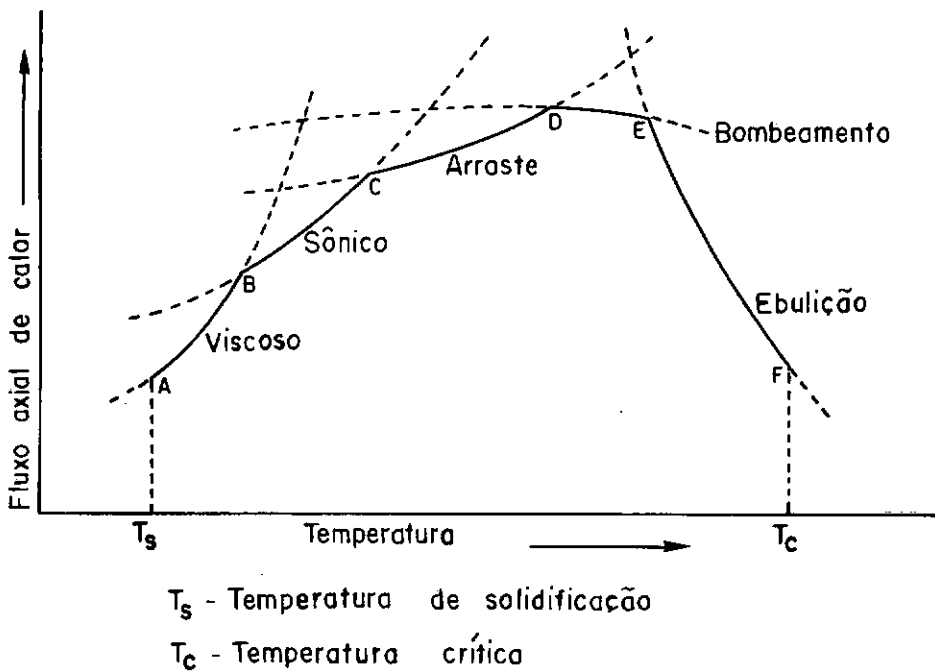


Figura II-9 - Limites operacionais do tubo de calor ¹⁵.

O limite viscoso foi sugerido e investigado por BUSSE ⁵³. Este limite e o limite sônico são resultantes de limitações no escoamento de vapor. Dependendo da magnitude das forças viscosas e inerciais, um destes limites será dominante. No regime de escoamento viscoso, a queda de pressão na região de vapor cresce com o fluxo axial de calor. De acordo com a definição de BUSSE, o limite viscoso de transferência de calor é alcançado quando a pressão na seção ex

trema do condensador cai a zero. ROHANI e TIEN ⁵⁴ mostraram que o limite viscoso não é atingido na realidade, pois antes que a pressão do vapor no condensador atinja o valor zero, já ocorreu uma grande queda de temperatura devido a queda de pressão no vapor, o que torna o tubo de calor ineficiente como um dispositivo de troca de calor.

O limite sônico foi investigado teórica e experimentalmente por LEVY ⁵⁵, KEMME ⁵⁶, DEVERALL ⁵⁷, LEVY e CHOU⁵⁸. DEVERALL ⁵⁷ apresentou a similaridade entre o escoamento de vapor num tubo de calor e o escoamento de fluido compressível num bocal convergente-divergente. O escoamento de vapor em qualquer tubo de calor é acelerado e desacelerado devido à adição de vapor no evaporador e remoção de vapor no condensador. As variações de velocidade em um bocal convergente-divergente resultam de um fluxo de massa constante através de uma área variável, enquanto que no tubo de calor as variações de velocidade resultam de um fluxo de massa variável através de uma área constante.

KEMME ⁵⁶ mostrou claramente que o tubo de calor pode operar de maneira similar a um bocal convergente-divergente. A experiência foi realizada com um tubo de calor de sódio alimentado constantemente com 6,4 kW na seção do evaporador e com remoção variável de calor no condensador, através da variação da resistência térmica de uma mistura de argônio-hélio em um calorímetro resfriado à água. Os resultados da experiência estão mostrados na figura (II-10), onde apresenta-se o perfil de temperatura axial ao longo do tubo de ca

lor. Tendo em vista que a temperatura está relacionada com a pressão, pode-se considerar que o perfil de temperatura seja idêntico ao perfil de pressão. A curva A mostra um escoamento subsônico com recuperação de pressão; a curva B, obtida pela redução de temperatura no condensador, apresenta velocidade sônica à saída do evaporador e opera sob condições de choque. Reduzindo mais a resistência térmica no condensador, consegue-se apenas reduzir a temperatura na região do condensador sem aumento do fluxo de calor, que está limitado pelas ondas de choque e pelo diferencial de temperatura constante no evaporador. Isto demonstra o limite sônico do tubo de calor. Este limite é freqüentemente encontrado em tubos de calor de metal líquido.

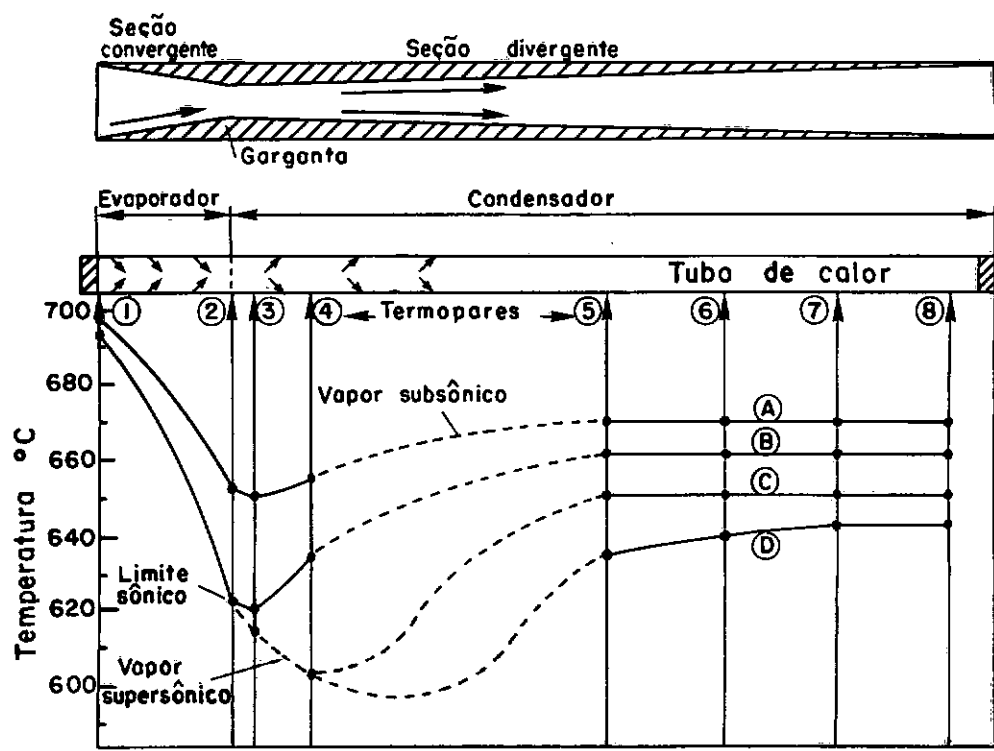


Figura II-10 - Perfil de temperatura ao longo do tubo de calor¹⁴.

DeMICHELE e DAVIS ²⁶ calcularam o limite sônico para 14 fluidos de trabalho usados em tubos de calor cilíndricos.

O limite de arraste tem sua origem na interação interfacial entre o escoamento de vapor e de líquido. Quando a velocidade relativa entre o vapor e o líquido é suficientemente grande, a interface torna-se instável e os efeitos de instabilidade aparecem na interface sob a forma de onda^{59,60}. A medida que a velocidade cresce, a ação da onda juntamente com a força cisalhante interfacial podem tornar-se suficiente para vencer a tensão superficial do líquido, formando gotas de líquido que são arrastadas pelo vapor. Esta parcela de líquido do meio poroso, que não alcança o evaporador, representa uma certa redução na máxima taxa de transferência de calor por evaporação e esta menor taxa de transferência de calor define o limite de arraste. O fenômeno de arraste é governado pelo número de Weber que compara as forças inerciais do vapor com as forças devido à tensão superficial do líquido ^{7,16}.

TIEN e CHUNG ⁵⁹ apresentaram o primeiro trabalho no qual as bases físicas do limite de arraste são analisadas, visando o desenvolvimento de critério quantitativo para o limite. Eles ao invés de interpretar o número de Weber, enfatizaram o uso de correlações empíricas existentes para o arraste em escoamento em contra corrente de vapor e líquido. Eles sugerem a necessidade de mais estudos analíticos e experimentais sobre o limite de arraste em tubos de calor. Se

gundo WINTER ¹ o uso de meios porosos com poros pequenos e fluidos com alta-tensão superficial é talvez a maneira mais efetiva de evitar o arraste de fluido.

O limite de bombeamento ocorre quando um dado fluxo de calor causa a evaporação de líquido do meio poroso, em taxa superior a qual este é fornecido pelo bombeamento capilar. Atualmente este limite não é tão crítico pelo advento de estruturas capilares compostas, tais como estrias, artērias e tūneis ⁷. CHUNG ⁶² estudou o limite de bombeamento para tecidos metálicos de bronze fosforoso saturados com acetona, operando na vertical, tendo proposto modelo que permite o cálculo do limite de bombeamento com 10% de precisão.

O limite de ebulição não era visto como uma sēria limitação no início do desenvolvimento do tubo de calor, mas a partir de 1970 vem se tornando um conceito importante ⁷. Este limite ocorre nos tubos de calor da mesma forma que na ebulição em vaso. Segundo SILVERSTEIN ⁶³ o fluxo de calor crítico para ebulição em vaso é menor do que para ebulição em tubos de calor.

A presença de gases não condensáveis no tubo de calor pode ter efeito negativo no desempenho do tubo de calor ^{1,64}. Durante a operação do tubo de calor o gás não condensável é arrastado para o condensador, onde ele forma uma camada de gás estagnado na extremidade do condensador. Esta região de gás reduz o comprimento efetivo de troca de calor, aumentando a temperatura do vapor e a queda de temperatura

ao longo do tubo de calor. Se a quantidade de gás não condensável ou as pressões de operação forem tais que a seção do condensador seja tomada pela zona de gás estagnado, o tubo de calor deixará de funcionar.

Os gases não condensáveis podem ser adicionados intencionalmente para a finalidade de controle, ou podem ser resultantes de imperfeições no enchimento do fluido, vazamentos no casco, ou de reações químicas entre o fluido de trabalho e o material do casco ou do meio poroso. Esquecendo o aspecto de controle, os gases não condensáveis mais comuns são ar (proveniente de vazamentos) e hidrogênio (proveniente de reações). KAUFMANN e TOWER⁸⁰ investigaram a evolução da geração de gás não condensável em tubos de calor de metanol e amônia.

II.2.5 APLICAÇÕES DE TUBOS DE CALOR

Apesar de ter sido idealizado para uso em aeronaves espaciais²; atualmente são numerosas as possibilidades de aplicações terrestres dos tubos de calor em sistemas de potência tais como: máquinas de combustão interna ou externa⁷¹, turbinas⁷⁶, trocadores de calor⁷⁷, sistemas de ar condicionado, caldeiras⁷⁸, equipamentos elétricos e reatores nucleares.

A aplicação de maior vulto que se encontra na literatura é o uso de 100.000 tubos de calor no oleoduto Trans-Alaska^{15,61}. Os tubos de calor são de amônia ou freon²²

com comprimento variando de 9 a 23 metros e diâmetro interno de 38,1 mm. Operando como diodo térmico, o tubo de calor congela e subresfria o solo no inverno quando a temperatura do ar está abaixo da temperatura do solo. No verão quando a temperatura do ar é superior a do solo o tubo de calor não funciona, ocorrendo apenas o descongelamento superficial. O uso do tubo de calor ajuda a manter uma massa sólida congelada em volta do pilar térmico que reduz os deslocamentos do solo, evitando-se o afundamento da estrutura.

Propôs-se o uso do tubo de calor em ambientes onde ocorrem grandes campos magnéticos, tais como em reatores de fusão controlada. Os estudos de CARLSON e HOFFMAN ⁷² indicam que a presença de campo magnético reduz a capacidade de transferência de calor do tubo de calor, mas pelo uso de geometria otimizada pode-se reduzir os efeitos negativos.

O tubo de calor tem sido usado com sucesso na dissipação de calor de diversos equipamentos eletrônicos ¹⁴. Para a faixa de temperatura em que operam os componentes eletrônicos, 50°C a 200°C, os tubos de calor de água apresentam-se mais adequados ⁷³.

A dissipação de calor em motores elétricos pode dar origem a pontos quentes em algumas partes do motor se ela não for suficiente, como consequência a eficiência do motor é reduzida. Mas se for usado um bom sistema de arrefecimento consegue-se melhor rendimento e redução de peso. Com estas premissas GROLL ¹⁴ estudou o uso de tubos de calor em

motores elétricos de tração. A aplicabilidade foi demonstrada em um motor de locomotiva de 67 kW resfriado a ar, que teve adaptado ao rotor e ao estator tubos de calor de água. Conseguindo-se após a adaptação uma potência de 103 kW para a mesma temperatura de funcionamento.

As buchas isoladoras usadas em equipamentos elétricos de alta potência quando solicitadas em condições de sobrecarga podem ser danificadas devido às tensões térmicas ou pelo pequeno espaço para a expansão do óleo. Por esse motivo se fez necessário a fabricação de buchas de menor diâmetro, menor custo, e mais simples que as existentes de óleo isolante ou papel impregnado. Para atender estes requisitos foi fabricado uma bucha com isolamento em epoxi e resfriamento com tubo de calor ⁷⁵. O tubo de calor não só reduziu os gradientes de temperatura na bucha durante a operação, como também ajudou a rejeitar a energia liberada pela cura do epoxi.

Recentemente o tubo de calor foi proposto para resfriar linhas de transmissão subterrâneas ^{9,10}. Os testes de campo indicam que os tubos de calor de água são adequados para o serviço proposto.

Para melhorar a eficiência de coletores solares evacuados MAHDJURI ⁷⁹ introduziu no absorvedor do coletor tubos de calor operando com freon. Os resultados experimentais indicam considerável melhora da eficiência térmica do coletor.

11.2.6 TEORIA DO TUBO DE CALOR

A análise teórica do tubo de calor pode ser resumida a solução de três problemas de mecânica dos fluidos: (1) cálculo da capacidade de bombeamento capilar do meio poroso, (2) queda de pressão associada ao retorno de líquido através da estrutura capilar, e (3) queda de pressão devido ao escoamento de vapor entre o evaporador e o condensador; e a solução de relações termodinâmicas entre as fases como mostrado por COTTER ⁸¹. Os dois primeiros problemas podem ser resolvidos rapidamente se forem conhecidas as propriedades do fluido de trabalho e a geometria do tubo de calor. Entretanto, a dinâmica do escoamento de vapor é surpreendentemente complexa, mesmo quando as características geométricas e de contorno do tubo de calor são simples.

Existem vários trabalhos teóricos nos quais foi investigado o problema de escoamento de vapor no tubo de calor, principalmente para fluxo laminar axisimétrico, regime permanente e incompressível com injeção e sucção uniforme. Muitas dessas pesquisas são aplicáveis apenas a algumas partes e não ao tubo de calor como um todo. Em vários casos os resultados foram obtidos pela utilização de perfis similares, técnicas de perturbação, expansão em séries de potência, técnicas de transformação e métodos numéricos.

COTTER ⁸¹ apresentou o primeiro modelo teórico sobre tubo de calor, tendo usado os resultados por YUAN e FINKELSTEIN ⁸⁵ para números de Reynolds radiais $Re_r < 1$. A

expressão usada para a queda de pressão é apresentada na forma de uma expansão em série de potência para número de Reynolds radial*. Os resultados indicam que para esta faixa de números de Reynolds, tem-se o perfil de pressão bem próximo daquele que poderia ser obtido pela integração da equação do escoamento do tipo Poiseuille. Para valores de $Re_r < 1$, COTTER usou os gradientes de pressão obtidos por KNIGHT e McINTEER⁸⁶. Ele examinou as zonas de evaporação e condensação separadamente. A partir dos perfis de pressão concluiu-se que a recuperação de pressão na região de condensação é apenas parcial e que a fração de recuperação é $4/\pi^2$.

BUSSE⁸⁷ analisou o problema de queda de pressão no escoamento de vapor em um tubo de calor cilíndrico e longo. Ele adotou um perfil de velocidade de Poiseuille modificado. Esta análise conduziu a perfis similares para a zona de evaporação. Na seção adiabática observa-se um decaimento exponencial dos perfis similares para o perfil de Poiseuille. Na região de condensação os perfis variam com a distância ao longo do eixo. A principal limitação do trabalho de BUSSE⁸⁷ é que ele despreza a influência de qualquer fluxo reverso, que na realidade existe. O ponto mais importante da sua análise se refere ao fato de que a queda de pressão total no escoamento de vapor ao longo do tubo de calor pode ser calculada usando um modelo simples de escoamento Poiseuille para $Re_r < 1$.

* É avaliado na direção radial com a componente de velocidade radial (v_r) junto a estrutura capilar ($r = r_v$), isto é:

$$Re_r = \frac{\rho_v v_r r_v}{\mu_v}$$

Apenas alguns pesquisadores consideraram o problema de escoamento de vapor nas diversas regiões de uma só vez. Uma análise bidimensional de um tubo de calor é descrita no trabalho de BANKSTON e SMITH ⁸⁸. Para o caso de escoamento laminar, as equações de massa e quantidade de movimento são resolvidas pelo método computacional de diferenças finitas nas quais as variáveis dependentes foram transformadas por função de corrente e vorticidade. Apresenta-se resultados para a faixa $0,01 \leq Re_r \leq 1000$. Para diferentes faixas de Re_r , a convergência e a precisão do método é fortemente dependente da escolha adequada das condições de contorno em faixa particular. Com o aumento de Re_r torna-se evidente o desvio do escoamento de Poiseuille inicialmente no condensador. Escoamento reverso é encontrado para $Re_r > 2$. Em tubos de calor relativamente longos com comprimento de evaporador e condensador iguais, os valores calculados para a queda de pressão total conferem razoavelmente bem com os obtidos com a fórmula de BUSSE ⁸⁷ para $Re_r < 10$. Para relações comprimento/raio (L/R) de 400 e 40, a concordância foi dentro de 10% para $Re_r = 10$; entretanto, para $L/R = 10$ a queda de pressão calculada foi de 50% maior, indicando a influência das extremidades do tubo de calor curto.

TIEN e ROHANI ⁵⁴ também usaram o método de função de corrente e vorticidade. Além disso, eles introduziram equações de conservação de energia em conjunto com relações de equilíbrio termodinâmico para obter ligação da pressão de vapor com a temperatura. Resultados foram obtidos para números de Reynolds radial até 36 na zona de evaporação e 24 na

zona de condensação. A queda de pressão total ao longo do tubo de calor em todos os casos foi próxima das previsões de BUSSE ⁸⁷ baseadas no modelo de escoamento tipo Poiseuille. De monstrou-se também que as soluções aproximadas pelo uso de equações de camada limite fornecem resultados precisos para a queda de pressão em baixos Re_r .

Recentemente van OOIJEN e HOOGENDOORN ⁸⁹ estudaram o escoamento bidimensional de vapor em tubos de calor do tipo placa sendo a placa do topo adiabática. Para o regime permanente e laminar com taxas de evaporação e condensação uniformes foram resolvidas as equações de continuidade e de quantidade de movimento. Para números de Reynolds radial $Re_r > 1$, os perfis de velocidade apresentam-se assimétricos e não similares. Para $Re_r > 10$ observou-se um fluxo reverso ao longo da placa superior, começando no final da zona de condensação. Para altos Re_r ($= 50$), a queda de pressão total no tubo de calor foi três vezes maior que o valor calculado pela aproximação de Poiseuille.

SUN e TIEN ⁹¹ apresentam um modelo analítico para o desempenho térmico de tubos de calor de um componente operando em regime permanente. O modelo é obtido considerando-se a associação da condução axial de calor através da parede do tubo com os diversos modos de transferência de calor dentro e fora do tubo de calor.

Os efeitos da compressibilidade (limite sônico) foram estudados por BUSSE ⁵³, LEVY ⁵⁵, DEVERALL et alii ⁵⁷ pa

ra escoamento unidimensional e por DeMICHELE ²⁶ para escoamento bidimensional. A análise do limite de ebulição é feita através da teoria da ebulição nucleada ⁸². TIEN e CHUNG ⁵⁹ apresentaram as bases físicas para o limite de arraste e desenvolveram um critério quantitativo para sua determinação.

CAPÍTULO III

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

III.1 ASPECTOS GERAIS

A teoria apresentada neste capítulo é baseada no trabalho de COTTER ⁸¹ e nas referências indicadas na revisão da literatura.

A discussão será orientada para tubo de calor cilíndrico de seção circular, como mostra a figura (III-1). O tubo de calor consiste de: um tubo de comprimento L e diâmetro externo D_e ; uma estrutura capilar anular saturada com líquido cujo diâmetro externo é D_i e um espaço de vapor com diâmetro D_v .

A análise teórica é apresentada considerando-se diversos regimes de operação, ou seja, na condição estática, regime transitório, e regime permanente.

Apresenta-se também as equações usadas na avaliação dos limites operacionais dos tubos de calor descritas na revisão da literatura.

Para melhor compreensão do funcionamento do tubo de calor, torna-se necessário, inicialmente, apresentar uma descrição sobre o fenômeno da tensão superficial.

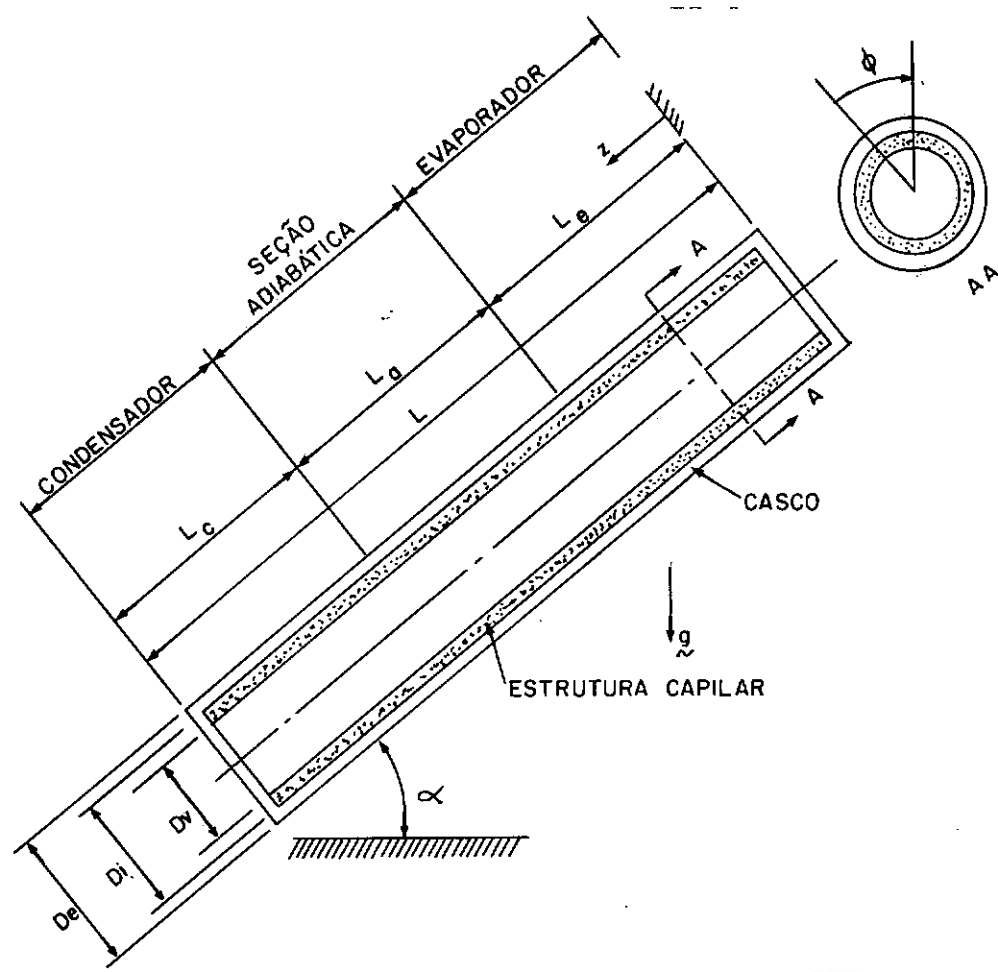


Figura III-1 - Estrutura do tubo de calor cilíndrico

III.2 TENSÃO SUPERFICIAL

III.2.1 ENERGIA SUPERFICIAL

Um líquido apresenta suas moléculas atraídas mutuamente; como consequência, qualquer molécula no interior do líquido será atraída igualmente em todas as direções pelas outras moléculas que a envolvem, não experimentando, por isso, qualquer força resultante. No caso de uma molécula próxima ou na superfície do líquido as forças de atração não serão equilibradas e a molécula sofrerá a ação de uma força resultante dirigida para o interior do líquido.

Por causa do efeito de desequilíbrio das forças moleculares na superfície do líquido, este tende a se contrair, ou seja, tende a ocupar a menor área de superfície para um dado volume; por isso uma gota de líquido, em queda livre no vácuo, assume a forma esférica. A tendência espontânea que uma superfície líquida apresenta de se contrair é idêntica ao comportamento de uma membrana de borracha tracionada; assim, para aumentarmos a área de uma superfície líquida necessita-se de trabalho. A energia associada a este trabalho é conhecida como Energia Superficial e a relação entre esta energia e o acréscimo de área da superfície é igual à tensão superficial do líquido (σ_ℓ).

A tensão superficial do líquido (σ_ℓ) também pode ser definida como a relação entre a força necessária para manter a superfície livre do líquido junto a uma linha e o comprimento da linha, tal que a força devido à tensão superficial é dada por:

$$F = \int \sigma_\ell \, d\ell \quad (\text{III-1})$$

Esta força interna é responsável, por exemplo, pela união das duas metades de uma bolha de sabão, já que no interior da bolha tem-se uma pressão maior que a atmosférica; veja a figura (III-2).

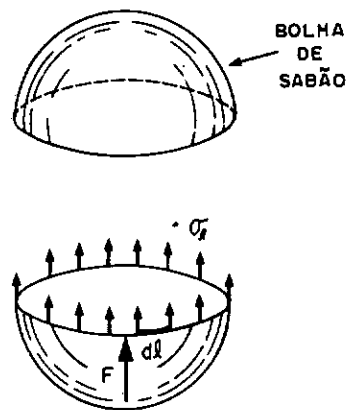


Figura III-2 - Superfície livre do líquido

III.2.2 EQUAÇÃO DE LAPLACE-YOUNG

Pode-se observar, experimentalmente ⁸³, que a interface de separação entre dois fluidos junto a uma superfície sólida apresenta-se curva e, como consequência, são diferentes as pressões junto à interface curva (menisco) de separação dos fluidos. Para determinar esta diferença de pressão, considera-se uma parte infinitesimal do menisco como um corpo isolado em equilíbrio, conforme indicado na figura (III-3).

No caso mais geral o raio de curvatura na direção A_1B_1 não precisa ser o mesmo da direção A_2B_2 . As forças que mantêm o elemento na forma original são as forças da tensão superficial nos quatro lados do elemento, a pressão P_1 no lado côncavo e a pressão P_2 no lado convexo.

Pela simetria, a contribuição das forças da tensão

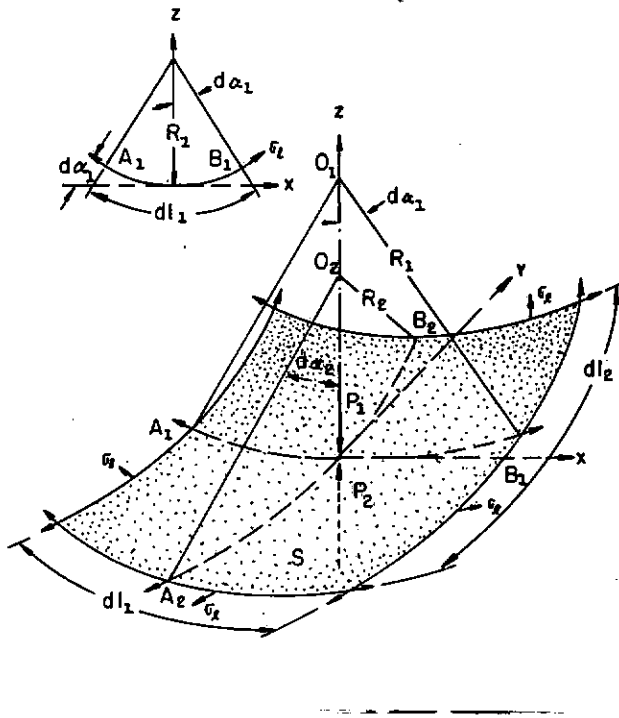


Figura III-3 - Superfície curva.

superficial, nas direções x e y , cancelam-se. Da condição de equilíbrio na direção z tem-se:

$$(P_1 - P_2) dl_1 dl_2 = 2\sigma_l dl_2 \sin \alpha_1 + 2\sigma_l dl_1 \sin \alpha_2 \quad (\text{III-2})$$

como o elemento é infinitesimal, $\sin \alpha_1 = \alpha_1 = dl_1/2R_1$, da mesma forma, $\alpha_2 = dl_2/2R_2$. Levando estes valores na equação de equilíbrio obtêm-se a equação de Laplace-Young:

$$P_1 - P_2 = \sigma_l \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (\text{III-3})$$

onde,

R_1 = raio de curvatura do menisco na direção A_1B_1 ortogonal à direção A_2B_2 .

R_2 = raio de curvatura do menisco na direção A_2B_2

σ_ℓ = tensão superficial do líquido.

A diferença de pressão dada pela equação (III-3) será chamada de pressão capilar P_c .

III.2.3 COLUNA CAPILAR

Quando um líquido está em contato com uma superfície sólida, a superfície livre do líquido apresenta-se curva para baixo ou para cima caso as forças sólido/líquido sejam de repulsão ou atração respectivamente; veja figura (III-4)

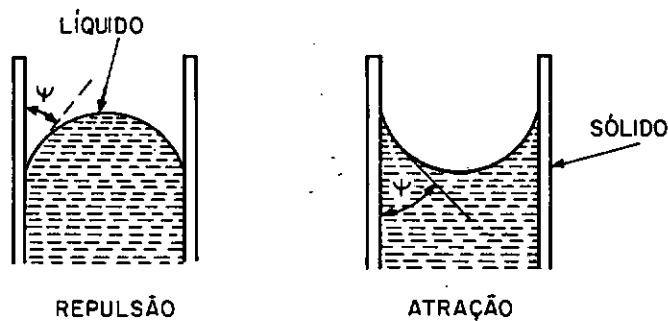


Figura III-4 - Geometria da superfície livre

Quando as forças são de atração diz-se que o líquido molha o sólido. O ângulo entre a superfície do líquido e do sólido é conhecido como ângulo de contato ⁸³ (ψ).

Para um tubo de pequeno diâmetro (tubo capilar), como indicado na figura (III-5), o mesmo fenômeno ocorrerá junto à parede interna e externa. No interior do tubo devido à proximidade da parede ($r_c < R$), surge uma coluna de líquido

h que é mantida acima do nível AB.

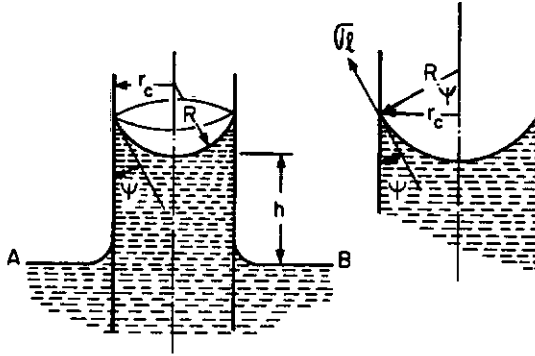


Figura III-5 - Tubo capilar.

De acordo com a definição da tensão superficial, conclui-se que a força responsável pela elevação do líquido é:

$$F = 2\pi r_c \sigma_\ell \cos \psi \quad (\text{III-4})$$

Desprezando o peso da lente de líquido, pois r_c é muito menor que h ⁸³ e, fazendo a igualdade do peso da coluna de líquido com a força F obtêm-se a altura máxima de elevação de líquido em um tubo capilar.

$$h = \frac{2 \sigma_\ell \cos \psi}{\rho_\ell g r_c} \quad (\text{III-5})$$

onde,

g = aceleração da gravidade local

h = altura máxima de elevação

r_c = raio do tubo capilar

ψ = ângulo de contato

ρ_ℓ = massa específica do líquido

σ_ℓ = tensão superficial do líquido.

III.3 CONDIÇÃO ESTATICA

Supondo inicialmente, que não há fornecimento nem retirada de calor e que a estrutura capilar encontra-se saturada ao longo do seu comprimento e de sua seção transversal descritos respectivamente por z e ϕ , para uma inclinação α em relação a um campo gravitacional de aceleração g . Conclui-se que a distribuição de pressão na fase líquida, $P_\ell(z, \phi)$, obedece à lei da hidrostática para fluido incompressível; veja apêndice (A). Assim:

$$P_\ell(z, \phi) = P_\ell(0,0) + \rho_\ell g \left\{ z \sin \alpha + \frac{D_i}{2} (1 - \cos \phi) \cos \alpha \right\} \quad (\text{III-6})$$

A pressão na fase vapor, $P_v(z, \phi)$, supondo-o gás perfeito, apresenta uma distribuição de pressão devido à ação do campo gravitacional, mas esta variação de pressão é desprezível, podendo-se supor que a pressão seja constante na região de vapor ⁸¹. Para a interface entre o líquido na estrutura capilar e o vapor pode-se admitir que o menisco seja caracterizado por um único raio de curvatura local $R(z, \phi)$, tal que:

$$P_v(z, \phi) - P_\ell(z, \phi) = \frac{2 \sigma_\ell}{R(z, \phi)} \quad (\text{III-7})$$

A pressão capilar que age sobre o líquido na parte côncava da interface líquido-vapor é dada por:

$$P_c(z, \phi) = \frac{2 \sigma_\ell}{R(z, \phi)} \quad (\text{III-8})$$

Para tubos de calor nos quais a estrutura capilar seja projetada de forma a não permitir continuidade do fluido na seção transversal (ou seja, estrutura do tipo 3, 6 ou 8 como indicado na figura (II-5)), deixará de existir a dependência em ϕ e as equações (III-6), (III-7) e (III-8) tornar-se-ão apenas de z , isto é:

$$P_\ell(z) = P_\ell(0) + \rho_\ell g z \sin \alpha \quad (\text{III-9})$$

$$P_v(z) - P_\ell(z) = \frac{2 \sigma_\ell}{R(z)} \quad (\text{III-10})$$

$$P_c(z) = \frac{2 \sigma_\ell}{R(z)} \quad (\text{III-11})$$

As equações (III-9), (III-10) e (III-11) podem ser usadas nas análises de tubos de calor de temperatura moderada e de alta temperatura com estruturas capilares que permitam a continuidade do fluido circunferencialmente. Assim, para os fluidos usados nestes tubos de calor a segunda parcela que aparece no interior do colchete da equação (III-6) é desprezível em relação ao termo da pressão capilar ¹⁵. No caso de tubos de calor criogênicos o gradiente de pressão circunferencial deve ser levado em conta na análise, devido às pequenas pressões capilares ¹⁵.

Considerando-se que no interior do tubo de calor exista líquido suficiente para saturar a estrutura capilar, que o raio dos poros seja R_c e que o ângulo de contato entre o líquido e o sólido seja ψ , conclui-se que a máxima altura de elevação de líquido será:

$$(\ell_{\max} \sin \alpha + D_i \cos \alpha) = \frac{2 \sigma_\ell \cos \psi}{\rho_\ell g R_c} \quad (\text{III-12})$$

Para a situação na qual o tubo de calor esteja inclinado de um ângulo α em relação à horizontal e o evaporador esteja acima do condensador, o comprimento máximo do tubo de calor ℓ_{\max} . Nesta situação o fluido de trabalho atinge todos os pontos do meio poroso por capilaridade.

III.4 REGIME TRANSITÓRIO

O regime transitório ocorre quando o tubo de calor é colocado em funcionamento ⁹⁴ ou, quando em operação, surgirem flutuações na fonte de calor ou de resfriamento.

Resultados experimentais sobre transientes térmicos durante ensaios termodinâmicos de tubos de calor foram obtidos por alguns pesquisadores ^{92,93}. O estudo teórico deste regime de operação, para o tubo de calor, foge ao escopo deste trabalho. Desta forma, sugere-se que seja objetivo específico de estudo posterior.

III.5 REGIME PERMANENTE

III.5.1 FUNCIONAMENTO DO TUBO DE CALOR

Durante o regime permanente, cedendo-se energia ao tubo de calor na região do evaporador e removendo-se, na região do condensador, tem-se uma temperatura mais elevada no evaporador, aí existindo, conseqüentemente, uma maior pressão de vapor do líquido e uma menor pressão de vapor no condensador. Este diferencial de pressão é responsável pelo transporte do vapor entre o evaporador e o condensador. Como resultado da evaporação, a interface líquido-vapor penetra na estrutura capilar na região do evaporador e, como consequência, o raio de curvatura do menisco decresce; veja a figura (III-6) ou (III-8). A condensação de vapor, no condensador, não permite a formação de menisco dando origem a uma superfície plana, que pode ser considerada como a associação de meniscos de raio de curvatura infinito ⁸¹. O vapor que condensa retorna para o evaporador na forma líquida através do meio poroso devido à diferença de pressão capilar existente no líquido entre o evaporador e o condensador. Esta diferença de pressão é devida à variação de curvatura que se verifica na interface líquido-vapor no evaporador e no condensador; veja a figura (III-6).

Essa diferença de pressão capilar pode ser calculada pela diferença entre a pressão capilar no condensador e a pressão capilar no evaporador.

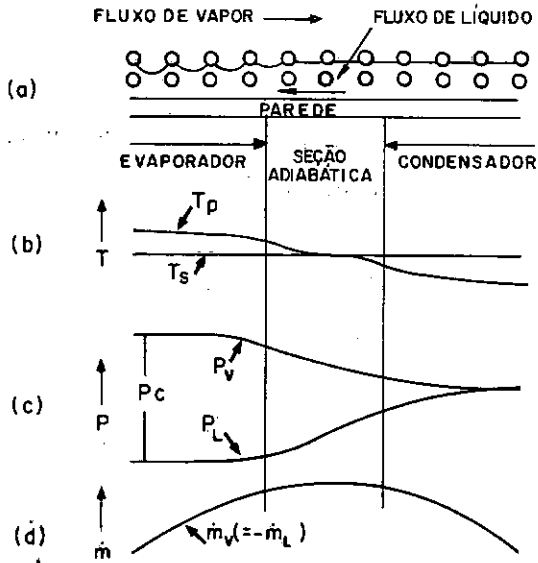


Figura III-6 - (a) Direção do escoamento; (b) Perfil temperatura do vapor e da parede; (c) Perfil da pressão do líquido e vapor; (d) Vazão de massa.

No caso de tubos de calor de temperatura moderada essa diferença de pressão é calculada considerando-se duas seções 1 e 2, localizadas, respectivamente, em $z = 0$ no evaporador e, em $z = L$, no condensador. Durante o regime permanente pode-se afirmar que, na seção 1 do evaporador, de acordo com a figura (III-1), tem-se:

$$P_v(0) - P_\ell(0) = \frac{2\sigma_\ell}{R(0)} \quad (\text{III-13})$$

e que na seção 2 do condensador tem-se:

$$P_v(L) - P_\ell(L) = \frac{2\sigma_\ell}{R(L)} \quad (\text{III-14})$$

Subtraindo a equação (III-14) da (III-13) vem:

$$\left\{ \frac{2\sigma_{\ell}}{R(0)} - \frac{2\sigma_{\ell}}{R(L)} \right\} = \left\{ P_v(0) - P_v(L) \right\} + \left\{ P_{\ell}(L) - P_{\ell}(0) \right\} \quad (\text{III-15})$$

ou,

$$\Delta P_c = \Delta P_v + \Delta P_{\ell} \quad (\text{III-16})$$

onde,

ΔP_c = pressão de bombeamento capilar entre a seção 2 (condensador) e a seção 1 (evaporador).

ΔP_{ℓ} = queda de pressão devida ao escoamento de líquido através do meio poroso entre as seções 2 e 1.

ΔP_v = queda de pressão devida ao escoamento de vapor entre as seções 1 e 2.

A equação (III-16) mostra que a movimentação do fluido de trabalho no interior do tubo de calor envolve quedas de pressão tanto na região de escoamento de líquido quanto de vapor e que a circulação de fluido é mantida pela capilaridade.

O cálculo da pressão de bombeamento capilar, dada pela equação (III-16), pode ser feito a partir do cálculo das quedas de pressão no escoamento de vapor e líquido. Essas quedas de pressão poderão ser obtidas se forem conhecidas as dimensões físicas do tubo de calor e as vazões mássicas.

O balanço de energia, nas diversas regiões do tubo de calor, conduzirá à determinação do perfil de temperatura.

cessário para a avaliação das vazões mássicas no interior do tubo de calor.

III.5.2 PERFIL DE TEMPERATURA

O perfil de temperatura, ao longo da parede do tubo de calor, é determinado através da solução das equações diferenciais obtidas do balanço de energia em cada região do tubo de calor (evaporador, seção adiabática, condensador); veja apêndice (B).

O sistema de coordenadas utilizado para o perfil de temperatura está indicado na figura (III-7).

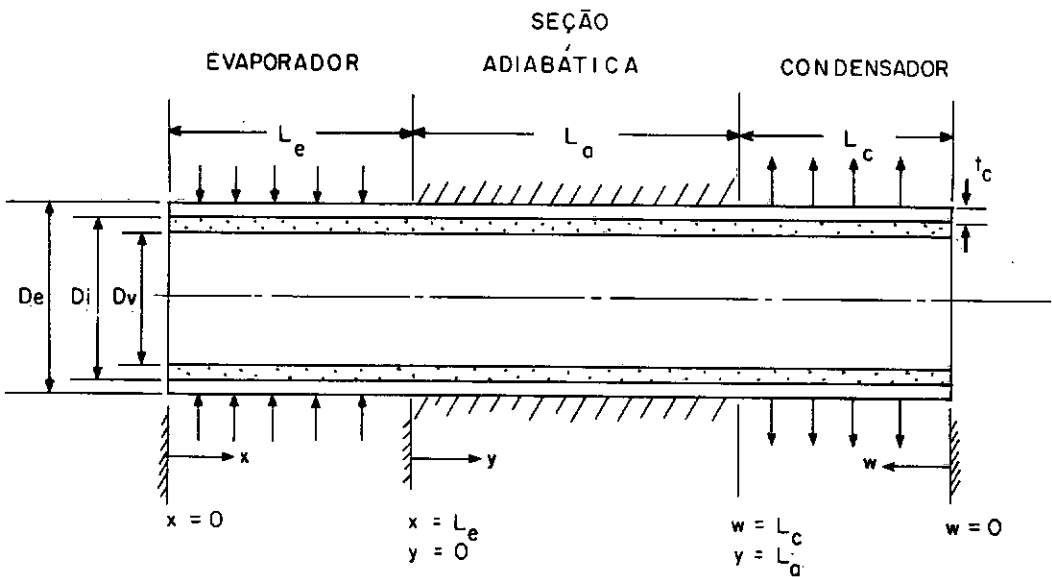


Figura III-7 - Sistema de coordenadas.

Os balanços de energia foram realizados considerando-se a condução axial de calor através da parede do tubo de calor, a condução de calor no meio poroso apenas na direção radial e a mudança de fase do fluido de trabalho na interfa-

ce líquido-vapor, obtendo-se as seguintes equações na forma adimensional:

• Para o evaporador ($0 \leq x \leq L_e$)

$$\theta_e(\eta) = 1 + (\theta_1 - 1) \cosh M\eta / \cosh M\eta_e \quad (\text{III-17})$$

com

$$\eta \equiv \frac{x}{L} ; \eta_e \equiv \frac{L_e}{L} ; M \equiv \left[\frac{8 k_e L^2}{k_t (De^2 - Di^2) \ln(Di/Dv)} \right]^{1/2} \quad (\text{III-18})$$

$$\theta_e(\eta) \equiv \frac{T_{pe}(x) - T_s}{(Q/2\pi L_e k_e) \ln(Di/Dv)} ; \quad \theta_1 \equiv \frac{T_{p1} - T_s}{(Q/2\pi L_e k_e) \ln(Di/Dv)} \quad (\text{III-19})$$

onde,

- k_e = condutividade térmica efetiva do meio poroso saturado com fluido de trabalho.
- k_t = condutividade térmica do material do tubo
- L = comprimento total do tubo de calor
- L_e = comprimento do evaporador
- M = parâmetro adimensional
- Q = quantidade de calor cedida ao tubo de calor no evaporador
- T_{pe} = temperatura da parede no evaporador
- T_{p1} = temperatura da parede na união do evaporador com a seção adiabática
- T_s = temperatura de saturação do vapor
- η = cota de comprimento adimensional do evaporador

- η_e = comprimento adimensional do evaporador
 $\theta_e(\eta)$ = temperatura adimensional da parede no evaporador
 θ_1 = temperatura adimensional da parede na união do evaporador com a seção adiabática.
 x = cota de comprimento do evaporador.

• Para a seção adiabática ($0 \leq y \leq L_a$)

$$\theta_a(\beta) = \theta_1 \cosh M\beta + (\theta_2 - \theta_1 \cosh M\beta_a) \sinh M\beta / \sinh M\beta_a \quad (\text{III-20})$$

com,

$$\beta \equiv \frac{y}{L} \quad ; \quad \beta_a \equiv \frac{L_a}{L} \quad (\text{III-21})$$

$$\theta_a(\beta) \equiv \frac{T_{pa}(y) - T_s}{(Q/2\pi L_e k_e) \ln (D_i/D_v)} \quad ; \quad \theta_2 \equiv \frac{T_{p2} - T_s}{(Q/2\pi L_e k_e) \ln (D_i/D_v)} \quad (\text{III-22})$$

onde,

- L_a = comprimento da seção adiabática
 T_{pa} = temperatura da parede na seção adiabática
 T_{p2} = temperatura da parede na união da seção adiabática com o condensador
 y = cota de comprimento da seção adiabática
 β = cota de comprimento adimensional da seção adiabática
 β_a = comprimento adimensional da seção adiabática
 $\theta_a(\beta)$ = temperatura adimensional da parede na seção adiabática
 θ_2 = temperatura adimensional da parede na união da seção adiabática e do condensador.

• Para o condensador ($0 \leq w \leq L_c$)

$$\theta_c(\xi) = -\frac{\eta_e}{\xi_c} + \left(\frac{\eta_e}{\xi_c} + \theta_2\right) \cosh M\xi / \cosh M\xi_c \quad (\text{III-23})$$

com,

$$\xi \equiv \frac{w}{L} \quad ; \quad \xi_c \equiv \frac{L_c}{L} \quad (\text{III-24})$$

$$\theta_c(\xi) \equiv \frac{T_{pc}(w) - T_s}{(Q/2\pi L_e k_e) \ln(Di/Dv)} \quad (\text{III-25})$$

onde,

L_c = comprimento do condensador

T_{pc} = temperatura da parede no condensador

w = cota de comprimento do condensador

$\theta_c(\xi)$ = temperatura adimensional da parede no condensador

ξ = cota de comprimento adimensional do condensador

ξ_c = comprimento adimensional do condensador.

As equações (III-17), (III-20) e (III-23) são interligadas através das seguintes condições de acoplamento, dadas pela continuidade de fluxo de calor entre cada região:

$$\theta'_e(\eta_e) = \theta'_a(0) \quad ; \quad \theta'_a(\beta_a) = -\theta'_c(\xi_c) \quad (\text{III-26})$$

As equações (III-26) possibilitam a determinação das temperaturas adimensionais θ_1 e θ_2 que são dadas por:

$$\theta_1 = (1/\alpha) \{ \gamma_1 \gamma_3 (\gamma_2 \gamma_3 + \gamma_4) - \eta_e \gamma_2 \gamma_3 / \xi_c \} \quad (\text{III-27})$$

$$\theta_2 = \theta_1(\gamma_4 + \gamma_1 \gamma_3) - \gamma_1 \gamma_3 \quad (\text{III-28})$$

onde,

$$\begin{aligned} \gamma_1 &= \tanh M\eta_e & \gamma_2 &= \tanh M\xi'_c \\ \gamma_3 &= \sinh M\beta_a & \gamma_4 &= \cosh M\beta_a \\ \alpha &= (\gamma_1 \gamma_3 + \gamma_4)(\gamma_2 \gamma_3 + \gamma_4) + (\gamma_3^2 - \gamma_4^2) \end{aligned}$$

As temperaturas da parede na união de evaporador com a seção adiabática T_{p_1} e na união da seção adiabática com o condensador T_{p_2} só podem ser determinadas conhecendo-se o valor da temperatura de saturação do vapor T_s . O cálculo da temperatura T_s pode ser encontrado no apêndice (B).

III.5.3 FLUXO DE MASSA

A equação da continuidade para um fluido com massa específica $\rho(z,r)$ e velocidade $\underline{v}(z,r)$ no regime permanente é expressa por:

$$\nabla \cdot \rho \underline{v} = 0 \quad (\text{III-29})$$

Considerando-se que não existe fluxo de massa através das faces externas da região de fluido, pode-se afirmar que as componentes da velocidade v_z e v_r satisfazem às seguintes condições de contorno:

$$v_z(0,r) = v_z(L,r) = v_r(z, r_i) = 0 \quad (\text{III-30})$$

onde,

L = comprimento do tubo de calor

r = raio genérico do tubo de calor

r_i = raio externo da estrutura capilar

r_v = raio da região de vapor

O fluxo total de vapor na direção axial (\dot{m}_v) e o de líquido (\dot{m}_l) em uma seção transversal de coordenada axial z são respectivamente:

$$\dot{m}_v(z) = \int_0^{r_v} \rho(z,r) v_z(z,r) 2\pi r dr \quad (\text{III-31})$$

$$\dot{m}_l(z) = \int_{r_v}^{r_i} \rho(z,r) v_z(z,r) 2\pi r dr \quad (\text{III-32})$$

Aplicando o teorema de Gauss à equação (III-29) na região cilíndrica de diâmetro D_i compreendida entre 0 e z , e usando as condições de contorno (III-30) e as equações (III-31) e (III-32), conclui-se que em qualquer seção transversal do tubo de calor é válida a seguinte relação:

$$\dot{m}_v(z) + \dot{m}_l(z) = 0 \quad (\text{III-33})$$

O cálculo da vazão mássica em cada região é feito considerando-se que a temperatura do meio poroso junto ao tubo seja igual à temperatura da parede do tubo $T_p(z)$, que a transferência de calor através do meio poroso seja apenas por condução radial^{44, 45, 52}, que a temperatura do meio poroso na

interface líquido-vapor seja T_s . O símbolo usado para vazão mássica axial em uma seção transversal qualquer será $\dot{m}(z)$ já que a vazão de líquido é igual em módulo à do vapor, conforme a equação (III-33). Assim, tem-se:

• Para o evaporador $0 \leq z \leq L_e$ ou $0 \leq x \leq L_e$

A vazão mássica axial em uma seção transversal do evaporador é igual à potência transferida ao fluido no intervalo de 0 a z dividida pelo calor latente à temperatura de saturação. Portanto:

$$\dot{m}(z) = \frac{1}{\lambda} \int_0^z 2\pi k_e \frac{T_p(z) - T_s}{\ln(D_i/D_v)} dz = \frac{1}{\lambda} \int_0^x 2\pi k_e \frac{T_{pe}(x) - T_s}{\ln(D_i/D_v)} dx \quad (\text{III-34})$$

$$\dot{m}(\eta) = \frac{QL}{\lambda L_e} \int_0^\eta \theta_e(\eta) d\eta \quad (\text{III-35})$$

$$\bar{m}(\eta) = \frac{\dot{m}(\eta)}{Q/\lambda} = \frac{1}{\eta_e} \left[\eta + (\theta_1 - 1) \frac{\sinh M\eta}{M \cosh M\eta_e} \right] \quad (\text{III-36})$$

onde,

\bar{m} = vazão mássica axial adimensional.

• Para a seção adiabática $L_e \leq z \leq L_e + L_a$ ou $0 \leq y \leq L_a$

A vazão mássica axial em uma seção transversal da seção adiabática é igual à vazão mássica na união do evaporador com a seção adiabática mais uma parcela devido à potên-

cia transferida ao fluido no intervalo 0 a y. Portanto:

$$\dot{m}(z) = \frac{1}{\lambda} \left[\int_0^{L_e} 2\pi k_e \frac{T_p(z) - T_s}{\ln(D_i/D_v)} dz + \int_{L_e}^z 2\pi k_e \frac{T_p(z) - T_s}{\ln(D_i/D_v)} dz \right] \quad (\text{III-37})$$

$$\dot{m}(\beta) = \frac{QL}{\lambda L_e} \left[\int_0^{\eta_e} \theta_e(\eta) d\eta + \int_0^{\beta} \theta_a(\beta) d\beta \right] \quad (\text{III-38})$$

$$\begin{aligned} \bar{m}(\beta) = \frac{\dot{m}(\beta)}{Q/\lambda} = 1 + (\theta_1 - 1) \frac{\tanh M\eta_e}{\eta_e M} + \frac{\theta_1 \sinh M\beta}{\eta_e M} + \\ + \frac{(\theta_2 - \theta_1 \cosh M\beta_a)(\cosh M\beta - 1)}{\eta_e M \sinh M\beta_a} \end{aligned} \quad (\text{III-39})$$

• Para o condensador $L - L_c \leq z \leq L$ ou $0 \leq w \leq L_c$

A vazão mássica axial em qualquer seção transversal do condensador é igual à potência retirada do fluido no intervalo de 0 a w dividido pelo calor latente à temperatura de saturação. Portanto:

$$\dot{m}(w) = \frac{1}{\lambda} \int_0^w 2\pi k_e \frac{T_s - T_{pc}(w)}{\ln(D_i/D_v)} dw \quad (\text{III-40})$$

$$\dot{m}(z) = \dot{m}(w) = \frac{-1}{\lambda} \int_0^w 2\pi k_e \frac{T_{pe}(w) - T_s}{\ln(D_i/D_v)} dw \quad (\text{III-41})$$

$$\dot{m}(\xi) = - \frac{QL}{\lambda L_e} \int_0^{\xi} \theta_c(\xi) d\xi \quad (\text{III-42})$$

$$\bar{m}(\xi) = \frac{\dot{m}(\xi)}{Q/\lambda} = \frac{1}{\xi_c} \left[\xi - \left(1 + \frac{\theta_2 \xi_c}{\eta_e} \right) \frac{1}{M} \frac{\sinh M\xi}{\cosh M\xi_c} \right] \quad (\text{III-43})$$

III.5.4 QUEDAS DE PRESSÃO

A equação do movimento para o regime permanente de um fluido incompressível ⁸⁵ é:

$$\nabla P = \rho \underline{g} - \nabla \cdot \underline{\tau} - \alpha \rho \underline{v} \underline{v} \quad (\text{III-44})$$

onde,

g = aceleração da gravidade

P = pressão

ρ = massa específica do fluido

τ = tensor de tensão

Os escoamentos de líquido e vapor têm implicações diferentes sobre a equação (III-44) e por isso são analisados separadamente.

III.5.4.1 ESCOAMENTO DE LÍQUIDO

A velocidade de escoamento de líquido em tubos de calor é muito baixa ¹⁶, podendo-se desprezar a parcela de perdas dinâmicas da equação (III-44), obtendo-se:

$$\nabla P = \rho_l \underline{g} - \nabla \cdot \underline{\tau} \quad (\text{III-45})$$

Para tubos de calor longos e finos pode-se considere

rar que o gradiente de pressão radial no escoamento de líquido seja desprezível.

O gradiente de pressão no líquido na direção do escoamento (direção axial) pode ser obtido com boa aproximação pela Lei de Darcy ⁶⁸ para o escoamento de fluido através de meio poroso, assim tem-se:

$$\frac{dP}{dz} = \rho_{\ell} g \sin \alpha - \frac{\mu_{\ell} \dot{m}_{\ell}(z)}{K A_p \rho_{\ell}} \quad (\text{III-46})$$

onde,

A_p = área da seção transversal do meio poroso

K = permeabilidade do meio poroso na direção do escoamento

$\dot{m}_{\ell}(z)$ = massa de líquido na posição axial z

μ_{ℓ} = viscosidade dinâmica do líquido.

Supondo que o fluxo de massa varie linearmente ao longo das regiões do evaporador e condensador, que seja constante e igual a (\dot{m}) na seção adiabática, tem-se:

$$\Delta P_{\ell} = \rho_{\ell} g L \sin \alpha + \frac{\mu_{\ell} \dot{m}}{K A_p \rho_{\ell}} \left(\frac{L_e}{2} + L_a + \frac{L_c}{2} \right) \quad (\text{III-47})$$

A equação (III-47) fornece a expressão da perda de carga no escoamento do líquido através de um meio poroso de características conhecidas.

III.5.4.2 ESCOAMENTO DE VAPOR

A equação (III-44) para o escoamento de vapor foi resolvida por diversos pesquisadores como exposto na revisão da literatura. Os resultados das análises de BANKSTON e SMITH⁸⁸, TIEN e ROHANI⁵⁴ indicam que podem ser feitas estimativas razoavelmente precisas da queda de pressão total no tubo de calor através do modelo de BUSSE⁸⁷ para números de Reynolds radial menores que 10. Assim:

$$\Delta P_v = \frac{8 \mu_v \dot{m}}{\rho_v r_v^4} \left(\frac{L_e}{2} + L_a + \frac{L_c}{2} \right) \quad (\text{III-48})$$

onde,

r_v = raio do espaço de vapor

μ_v = viscosidade dinâmica do vapor

ρ_v = massa específica do vapor

III.5.5 PRESSÃO DE BOMBEAMENTO CAPILAR

Das equações (III-15) e (III-16) conclui-se que:

$$\Delta P_c = \frac{2 \sigma_\ell}{R(0)} - \frac{2 \sigma_\ell}{R(L)} \quad (\text{III-49})$$

Da análise da equação (III-16) pode-se concluir que quanto maior for o valor de ΔP_c tanto maior poderá ser a capacidade de bombeamento do tubo de calor. Assim, para maximizar o valor ΔP_c , deve-se ter para um dado fluido de trabalho o valor $R(0)$ mínimo e $R(L)$ máximo. Considerando que $R(0)$ e $R(L)$

são os raios de curvatura dos meniscos na interface líquido-vapor no evaporador e condensador, respectivamente, pode-se supor com segurança devido à condensação que $R(L) \rightarrow \infty$. O raio $R(0)$ apresenta um mínimo que é dado pelo menor raio do menisco que faz a interface penetrar no meio poroso. TIEN e SUN ⁶⁵ apresentam as expressões desses raios mínimos (R_c) para diversas estruturas capilares. Assim,

$$(\Delta P_c)_{\max} = \frac{2 \sigma_l}{R_c} \quad (\text{III-50})$$

Para tecidos de arame, segundo TIEN ⁶⁵, o menor raio de menisco a partir do qual cessa o funcionamento do tubo de calor é dado pela equação (III-51), de acordo com a figura (III-8).

$$R_c = \frac{d + \delta}{2} \quad (\text{III-51})$$

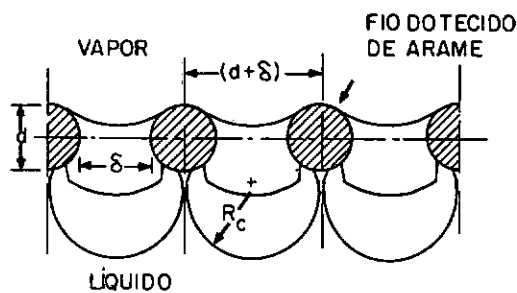


Figura III-8 - Variação do raio do menisco ⁶⁵.

III.5.6 LIMITAÇÕES OPERACIONAIS

Apresenta-se, a seguir, as equações usadas para a avaliação dos limites de fluxos de calor que podem ser transportados axialmente num tubo de calor.

III.5.6.1 LIMITE VISCOSO

É crítico quando as forças viscosas são dominantes; segundo BUSSE ⁵³ este limite é avaliado através de:

$$Q_v = \frac{\pi D_v^4 \lambda}{256 \mu_v l_{ef}} \rho_v P_v \quad (\text{III-52})$$

$$\text{com, } l_{ef} = \frac{L_e}{2} + L_a + \frac{L_c}{2}$$

onde,

D_v = diâmetro do espaço de vapor (m)

l_{ef} = comprimento efetivo do tubo de calor (m)

P_v = pressão do vapor (N/m^2)

λ = calor latente do fluido de trabalho (J/kg)

μ_v = viscosidade dinâmica do vapor ($\text{kg/m}\cdot\text{s}$)

ρ_v = massa específica do vapor (kg/m^3)

III.5.6.2 LIMITE SÔNICO

Em geral sô é crítico para tubos de calor de alta temperatura ou durante a partida; segundo BUSSE ⁵³ este limite é avaliado por:

$$Q_s = 0,372 D_v^2 \lambda \sqrt{P_v \rho_v} \quad (\text{III-53})$$

onde,

D_v = diâmetro do espaço de vapor (m)

P_v = pressão de vapor (N/m^2)

λ = calor latente do fluido de trabalho (J/kg)

ρ_v = massa específica do vapor (kg/m^3).

III.5.6.3 LIMITE DO ARRASTE

Resulta do arraste de líquido pelo vapor, em geral é crítico para altas velocidades de escoamento do vapor.

O limite de arraste é avaliado através do número de Weber ^{7,8,14,16} que relaciona as forças inerciais do vapor com as forças devidas à tensão superficial do líquido. O número de Weber é dado por:

$$We = \frac{\rho_v V^2 z}{\sigma_l} \quad (\text{III-54})$$

onde,

V = velocidade do vapor

z = dimensão característica da interface líquido-vapor, no caso de tubos de calor com tecidos metálicos esta é igual à distância entre arames.

O arraste de líquido ocorrerá quando $We \leq 1$; por isso, o maior valor de velocidade admissível para o vapor se

rã dada por:

$$V = \sqrt{\frac{\sigma_{\ell}}{\rho_v z}} \quad (\text{III-55})$$

Lembrando que o fluxo axial de calor é dado por:

$$Q = \frac{\pi D v^2}{4} \rho_v V \lambda \quad (\text{III-56})$$

Conclui-se que o limite de arraste será dado por:

$$Q_a = \frac{\pi D v^2}{4} \lambda \sqrt{\frac{\rho_v \sigma_{\ell}}{z}} \quad (\text{III-57})$$

III.5.6.4 LIMITE DE BOMBEAMENTO

Para que o tubo de calor funcione é necessário que a equação (III-16) seja satisfeita, ou seja:

$$\Delta P_c = \Delta P_{\ell} + \Delta P_v \quad (\text{III-16})$$

O valor de cada parcela da equação (III-16) pode ser avaliado com as equações (III-47), (III-48) e (III-49).

Considerando-se a equação (III-16) e as seguintes hipóteses: (i) as propriedades do fluido não variam no tubo de calor; (ii) a estrutura capilar é uniforme; (iii) a queda de pressão no fluxo de vapor é desprezível; obtêm-se a expressão do limite de bombeamento:

$$Q_b = \left[\frac{\rho_\ell \lambda \sigma_\ell}{\mu_\ell} \right] \left[\frac{K A_p}{\ell_{ef}} \right] \left[\frac{2}{R_c} - \frac{\rho_\ell g L}{\sigma_\ell} \sin \alpha \right] \quad (\text{III-58})$$

III.5.6.5 LIMITE DE EBULIÇÃO

CHI¹⁶ relacionou o superaquecimento que é necessário para o início da nucleação com a diferença de temperatura que existe através do meio poroso no evaporador e obteve uma expressão para o limite de ebulição:

$$Q_e = \frac{2\pi L_e k_e T_s}{\lambda \rho_v \ln(D_i/D_v)} \left(\frac{2\sigma_\ell}{r_n} - P_c \right) \quad (\text{III-59})$$

com,

$$k_e = \frac{k_\ell [k_\ell + k_p - (1 - \epsilon)(k_\ell - k_p)]}{[(k_\ell + k_p) + (1 - \epsilon)(k_\ell - k_p)]}$$

e

$$\epsilon = 1 - 1,05 \frac{\pi N d}{4}$$

onde,

d = diâmetro do fio de arame do tecido metálico (pol.)

k_e = condutividade térmica efetiva do meio poroso saturado com líquido (W/m·K)

k_ℓ = condutividade térmica do fluido de trabalho na fase líquida

k_p = condutividade térmica do material do meio poroso

L_e = comprimento do evaporador (m)

N = número da malha do tecido metálico ("mesh")

P_c = pressão capilar (N/m²)

r_n = raio de nucleação que para tubos de calor moderados é da ordem de $2,54 \cdot 10^{-7} \text{ m}$ ⁽¹⁶⁾

T_s = temperatura de saturação do vapor (K)

ϵ = porosidade da estrutura capilar.

CAPÍTULO IV

MATERIAIS E MÉTODOS

IV.1 O PROTÓTIPO E MATERIAIS USADOS

O protótipo compõe-se, basicamente, de cinco componentes: casco, meio poroso, flange de fechamento, tubo de enchimento e fluido de trabalho, como indicado na figura (IV-1).

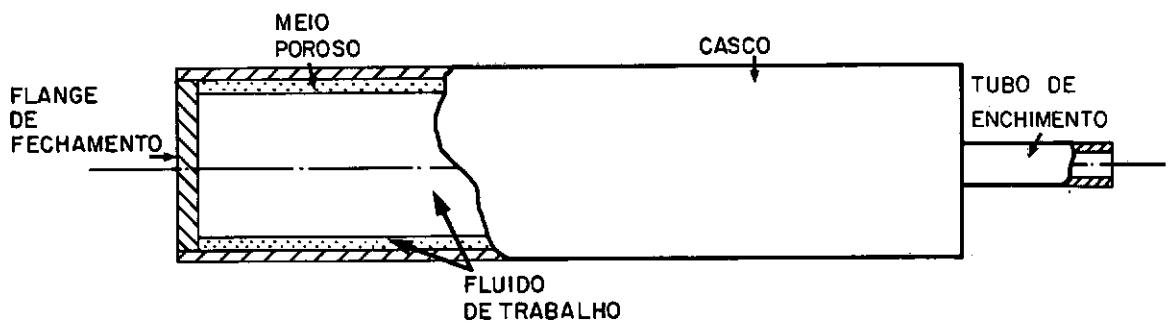


Figura IV-1 - Componentes básicos do protótipo

O material usado para o casco, tubo de enchimento e flange de fechamento foi a liga de cobre de especificação SAE CA 122 (ASTM SB-75).

Adotou-se uma estrutura capilar obtida a partir de tecidos metálicos de bronze fosforoso de especificação ASTM B159 - Liga A.

A estrutura capilar utilizada é composta, do tipo 7, como indicado na figura (II-5). Esta compõe-se de malha

50 e 250; sendo que a malha 50, mais aberta, foi montada junto à parede do casco, para facilitar o retorno de líquido; a malha 250, mais fechada, foi montada na interface líquido-vapor, para aumentar a pressão capilar.

Nas figuras (IV-2) e (IV-3) apresenta-se a micrografia eletrônica de cada uma das malhas.

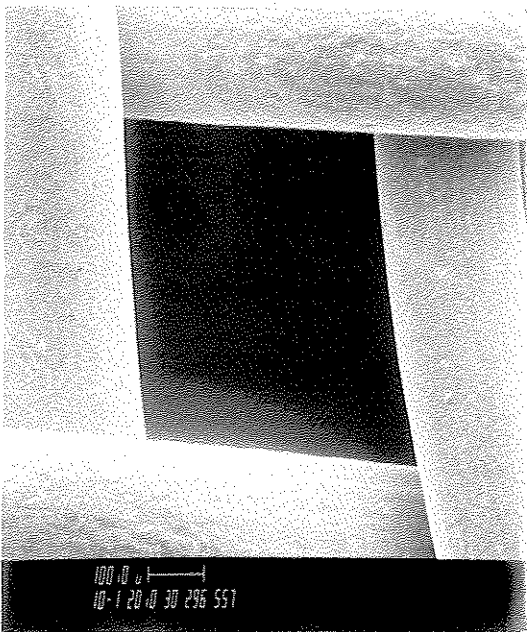


Figura IV-2 - Micrografia da malha 50 com aumento de 100 vezes.

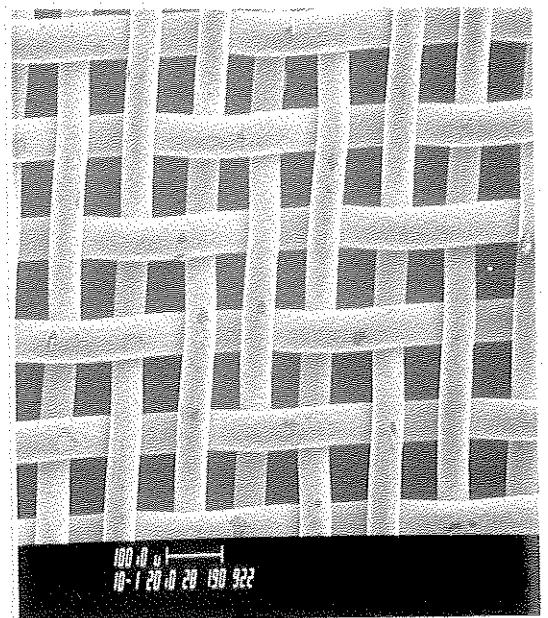


Figura IV-3 - Micrografia da malha 250 com aumento de 100 vezes.

Usou-se água bidestilada como fluido de trabalho.

O tubo de calor, fabricado tem as seguintes características:

comprimento total - 1000 mm

Comprimento do evaporador - 300 mm

Comprimento da seção adiabática - 400 mm

Comprimento do condensador - 300 mm

Diâmetro externo do casco - 25,4 mm

Diâmetro interno do casco - 23,8 mm

Diâmetro do espaço de vapor - 17 mm

Espessura do flange de fechamento - 5 mm

Diâmetro do flange de fechamento - 23,8 mm

Diâmetro externo do tubo de enchimento - 6,35 mm

Diâmetro interno do tubo de enchimento - 4,76 mm

Comprimento do tubo de enchimento - 100 mm

Meio poroso - 7 camadas de tecido metálico (5 camadas de malha 50 e 2 camadas de malha 250)

Especificação da malha 50 - (textura unida)

largura - 300 mm

comprimento - 1000 mm

diâmetro do fio - 0,18 mm

abertura da malha - 0,38 mm

Especificação da malha 250 - (textura unida)

largura - 100 mm

comprimento - 1000 mm

diâmetro do fio - 0,05 mm

abertura da malha - 0,061 mm

Características do fluido de trabalho -

tipo - água bidestilada

faixa de temperatura para operação - 0 a 374°C

quantidade de carga do tubo - 80 gramas.

IV.2 DIMENSIONAMENTO TÉRMICO E MECÂNICO

Os projetos térmico e mecânico do tubo de calor es tão intimamente ligados, ou seja, as características térmi- cas tais como temperatura de saturação do vapor, capacidade de transferência de calor e perfil de temperatura ao longo da parede são dependentes das características mecânicas do casco. Por sua vez a espessura do casco deve resistir à pres são interna de saturação do vapor.

Para que o tubo de calor funcione satisfatoriamente, a temperatura de operação tem que estar entre as tempera turas do ponto triplice e do ponto crítico do fluido de trabalho.

A capacidade de transferir potência do tubo de calor é limitada por razões operacionais; estes limites são calculados em função das características dimensionais do tubo de calor e das propriedades físicas do fluido de trabalho.

O dimensionamento do tubo de calor é feito por ten tativas devido ao acoplamento termo-mecânico. O cálculo pode ser feito segundo as seguintes etapas:

1. Caracteriza-se o problema de transferência de calor, isto é, a potência a ser transferida, a fonte de calor e o meio de resfriamento;
2. Escolhe-se o fluido de trabalho e os materiais para a estrutura capilar e o casco;

3. Arbitra-se as dimensões físicas da estrutura capilar e do casco em função das especificações comerciais de tubos e das necessidades do problema;
4. Arbitra-se a temperatura de saturação do vapor igual à temperatura do meio de resfriamento;
5. Avalia-se as propriedades do fluido de trabalho nesta temperatura;
6. Com as equações de balanços de energia calcula-se a temperatura de saturação do vapor;
7. Compara-se a temperatura calculada com a arbitrada; se forem iguais prossegue-se para a etapa 8; caso negativo, volta-se para a etapa 5 com a nova temperatura;
8. Determina-se a pressão de saturação do vapor;
9. Os limites operacionais são calculados e comparados com a capacidade de transferir potência do tubo de calor. Se os limites são maiores que a capacidade, prossegue-se para a etapa 10; caso negativo, volta-se à etapa 3 e arbitra-se novas dimensões;
10. Faz-se o cálculo mecânico do casco do tubo de calor para a pressão interna de vapor segundo as indicações do código ASME seção VIII;
11. Compara-se as dimensões calculadas com as arbitradas na etapa 3. Caso as dimensões calculadas sejam menores que as arbitradas o projeto está pronto; caso contrário, retorna-se à etapa 3 e arbitra-se novas dimensões.

Na figura (IV-4) apresenta-se o diagrama esquemático do procedimento do projeto para tubos de calor.

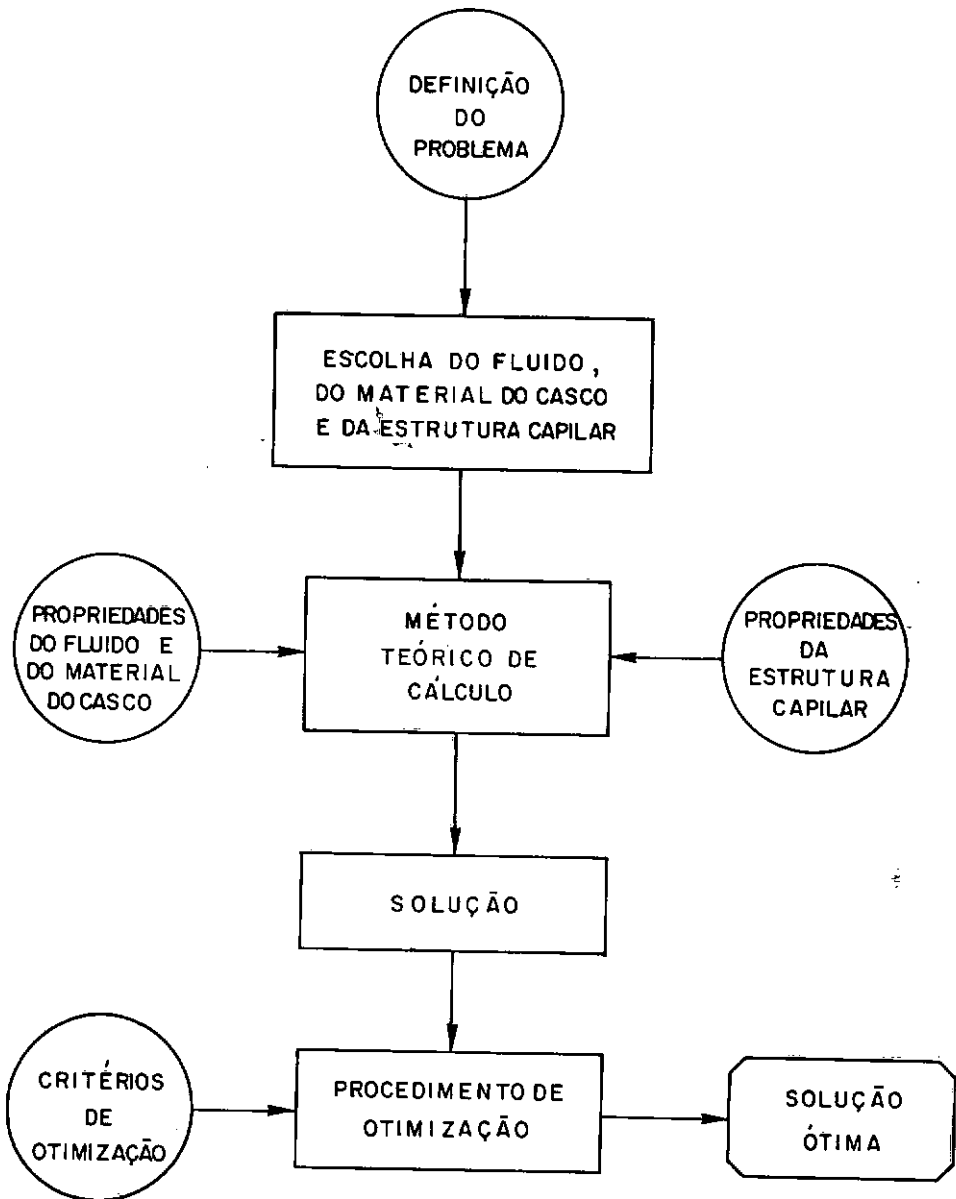


Figura IV-4 - Diagrama esquemático para o projeto de tubos de calor.

No apêndice C encontra-se o dimensionamento térmico e mecânico do protótipo usado neste trabalho.

A teoria desenvolvida no capítulo (III) foi usada para o cálculo térmico. O cálculo mecânico foi feito segundo as indicações do código ASME ⁹⁶, considerando-se o tubo de calor como um vaso de pressão.

O valor da permeabilidade (K) do meio poroso usado no protótipo foi medido experimentalmente. No apêndice (D) encontra-se a descrição do arranjo experimental utilizado. O resultado obtido é comparado com o de outros pesquisadores.

IV.3 MÉTODO DE FABRICAÇÃO

O processo de fabricação compõe-se de diversas fases, tais como: usinagem, limpeza, montagem e soldagem, evacuação e enchimento, degasagem, selagem do tubo de enchimento e controle de qualidade. Na Figura (IV-5) apresenta-se o diagrama seqüencial das operações executadas na fabricação do protótipo.

IV.3.1 USINAGEM

As extremidades do casco e do tubo de enchimento foram faceadas no torno para garantir paralelismo entre as faces e eliminar as rebarbas deixadas pela serra. Tanto o casco como o tubo de enchimento foram retirados de tubos de cobre recozidos sem costura.

Os flanges de fechamento foram usinados a partir de uma barra de cobre recozido de 25 mm de diâmetro. No centro

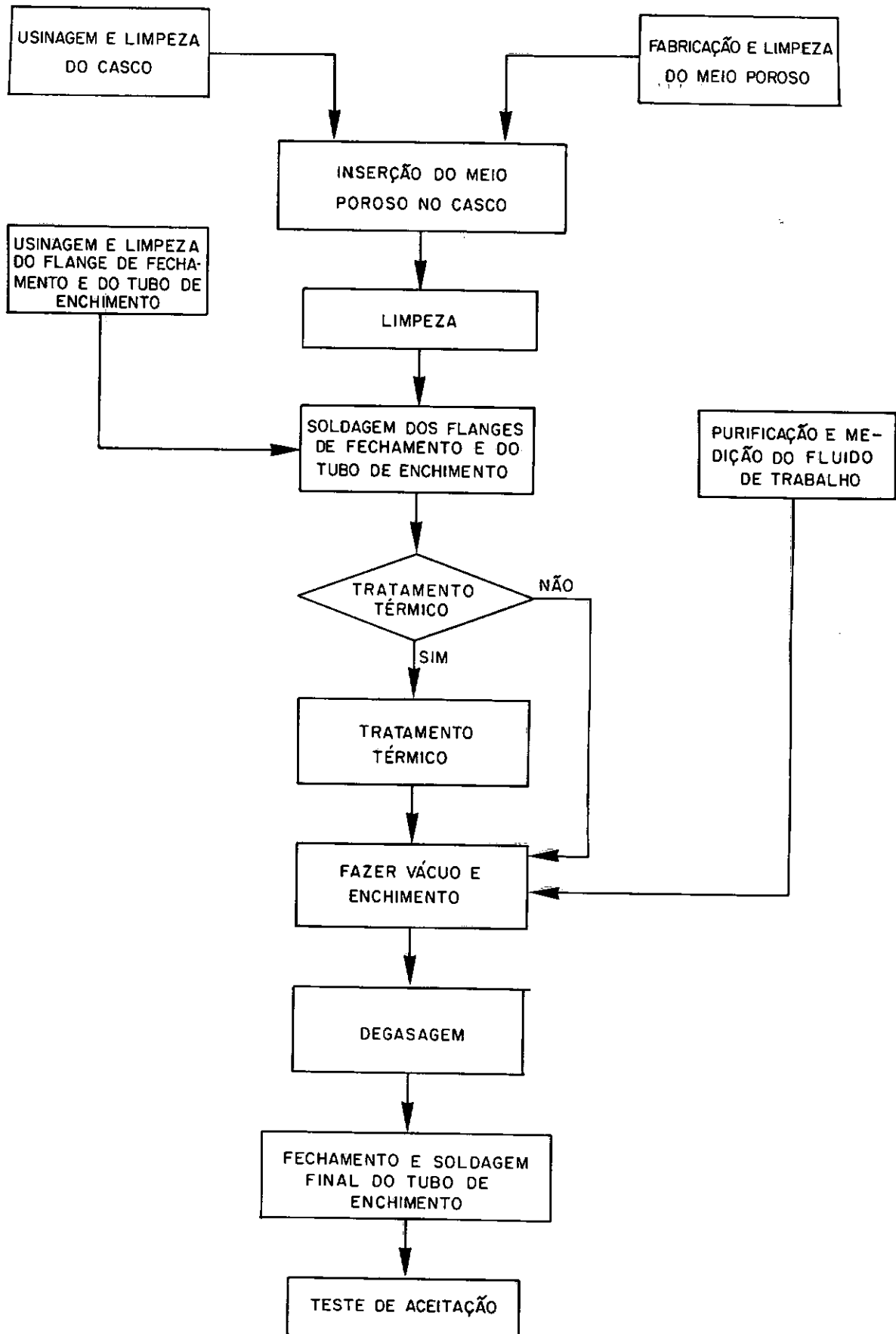


Figura IV-5 - Fases do processo de fabricação do tubo de calor.

de um dos flanges foi feito um furo de 6,35 mm para a colocação do tubo de enchimento.

As malhas que compõem a estrutura capilar (meio poroso) foram cortadas em guilhotina nas dimensões especificadas. Antes de proceder à montagem do meio poroso, cada malha foi submetida a rigoroso processo de limpeza.

IV.3.2 LIMPEZA

A limpeza de todos os componentes do tubo de calor é muito importante, pois a presença de qualquer contaminante, quer seja sólido ou líquido, pode prejudicar o funcionamento ou até mesmo reduzir a vida útil do tubo de calor. Estes sólidos e líquidos podem ser dissolvidos no fluido de trabalho e, como consequência, podem ser alteradas propriedades do fluido, tais como tensão superficial, ângulo de contato e viscosidade.

O método descrito a seguir foi usado na limpeza dos componentes do protótipo e é indicado para cobre e suas ligas. As fases deste método possibilitaram:

1. Desengorduramento - obtido com solvente clorado;
2. Remoção de partículas sólidas - algumas gorduras não são solúveis em solventes clorados e retêm sólidos. A remoção destes foi obtida com solvente alcalino;
3. Desoxidação - obtida com tratamento ácido.

Em resumo o procedimento de limpeza foi:

- a. Limpar com cloroetano, agitando e escovando periodicamente, à temperatura ambiente, durante 30 minutos;
- b. Enxaguar com cloroetano à temperatura ambiente;
- c. Limpar com solução de sabão (2-10%) em água, à temperatura de 60-80°C, durante 5 a 30 minutos;
- d. Enxaguar com água desmineralizada durante 2 minutos;
- e. Imersão em solução de ácido sulfúrico (4-7% em volume), à temperatura ambiente, durante 5 a 30 minutos;
- f. Enxaguar com água desmineralizada durante 2 minutos;
- g. Secar com ar seco e filtrado à temperatura ambiente;
- h. Imersão em álcool isopropanol;
- i. Secar com nitrogênio seco e aquecido à temperatura de 70°C.

IV.3.3 MONTAGEM E SOLDAGEM

A estrutura capilar composta foi montada antes de ser inserida no casco. A malha 250 foi presa à malha 50 ao longo do comprimento, como indicado na figura (IV-6), para evitar o uso de mola helicoidal para a fixação da malha 250 junto à malha 50 devido à sua baixa resiliência.

A inserção da estrutura capilar no casco foi feita com a mesma enrolada em um mandril de 12 mm de diâmetro, evitando-se assim o dobramento e o aparecimento de vincos nos

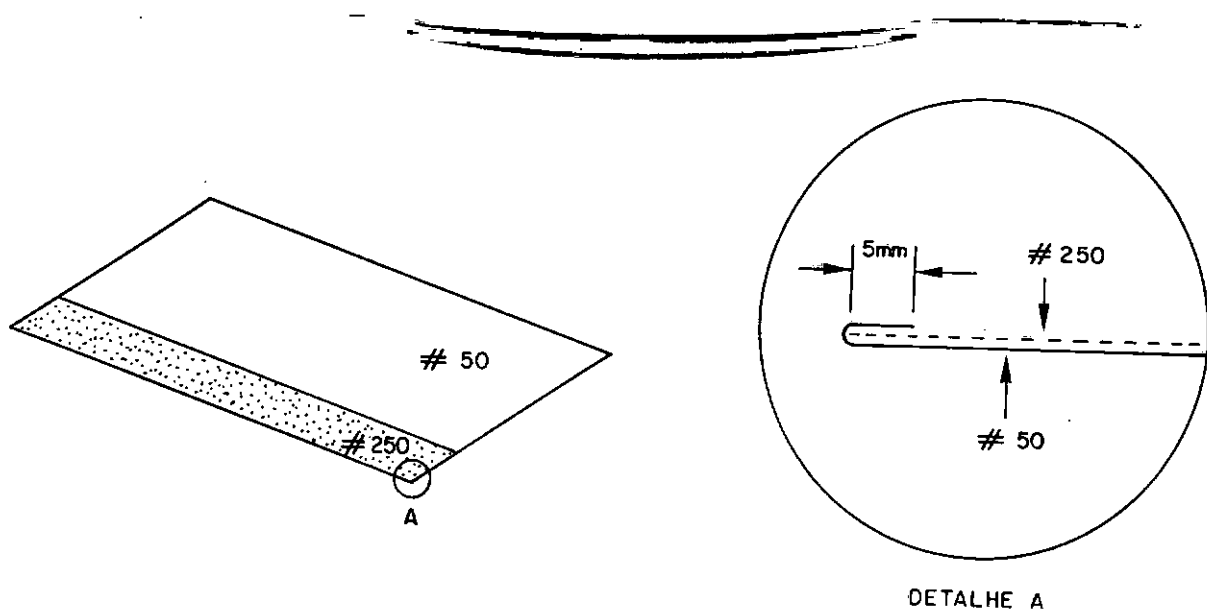


Figura IV-6 - Fixação da malha 250 à malha 50.

tecidos metálicos. Após a inserção, foi feita a mandrilagem da estrutura capilar, com um mandril de aço inox de 17 mm de diâmetro, garantindo-se, dessa forma, a dimensão do espaço do vapor. Na figura (IV-7) apresenta-se o dispositivo fabricado para a colocação da estrutura capilar no mandril de inserção.

A soldagem dos flanges de fechamento ao casco e do tubo de enchimento ao flange foi feita por brazagem, com eletrodo de liga L Cu P8 de excelente fluidez indicado para soldagem de cobre puro sem uso de fluxo. O aquecimento foi feito com arco elétrico protegido por atmosfera inerte de argônio, obtido de uma máquina de solda elétrica TIG com os seguintes ajustes: corrente de 30A, intensidade mínima e vazão de argônio de 12 l/min. Para evitar a oxidação interna do casco e do meio poroso durante a soldagem foi mantida uma atmosfera de argônio no interior do tubo de calor.

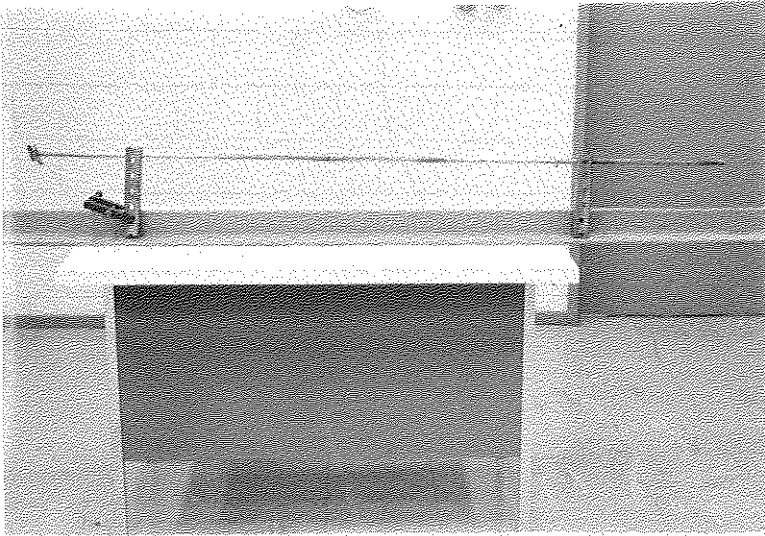


Figura IV-7 - Dispositivo para inserção da estrutura capilar no casco.

Na figura (IV-8) apresenta-se o tubo de calor após a montagem e soldagem de seus componentes.



Figura IV-8 - Tubo de calor pronto para o enchimento com fluido de trabalho

A inspeção das soldas foi apenas visual. Antes do enchimento com fluido de trabalho, o tubo de calor foi submetido a teste pneumático à pressão de 2 bar, que é igual a 1,5 vezes a sua pressão máxima de trabalho.

IV.3.4 EVACUAÇÃO E ENCHIMENTO

A colocação da carga de fluido de trabalho é feita após a evacuação do tubo de calor, para a remoção dos gases não-condensáveis livres do seu interior e dos gases absorvidos pela superfície metálica ¹⁶.

A quantidade de fluido de trabalho introduzida no tubo de calor deve ser suficiente para saturar a estrutura capilar e o espaço de vapor na temperatura de operação.

O enchimento do protótipo, com 80 g de água bidestilada, foi feito por gravidade como indicado na figura (IV-9).

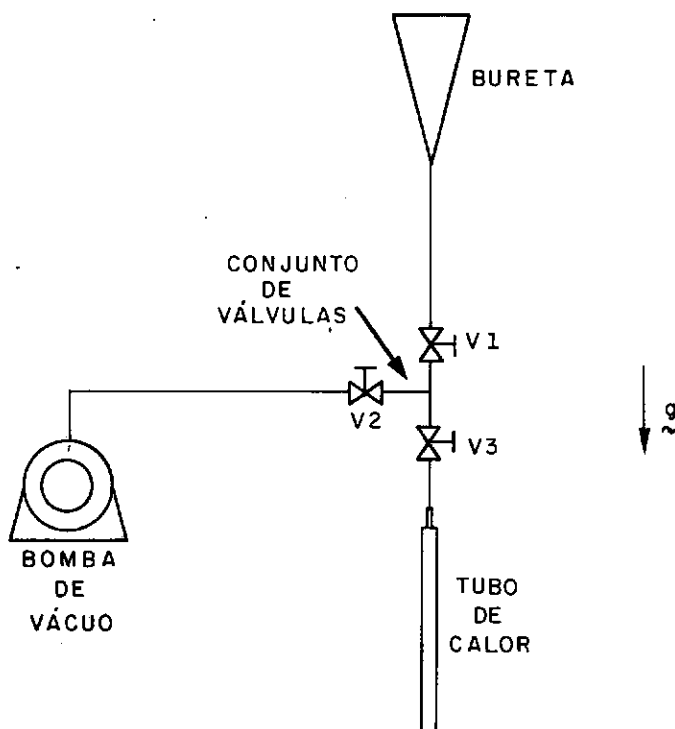


Figura IV-9 - Sistema de enchimento do tubo de calor

Para o enchimento do tubo de calor coloca-se o fluido de trabalho na bureta graduada, estando todas as válvulas fechadas. Abre-se as válvulas V2 e V3. Faz-se vácuo no interior do tubo de calor até que a pressão seja de 10^{-4} torr. Nesse instante, fecha-se a válvula V2 e abre-se a válvula V1 até que a massa desejada de fluido de trabalho seja introduzida no tubo de calor, fechando-se então a válvula V1 e V3. Em seguida, procede-se à degasagem do fluido de trabalho.

IV.3.5 DEGASAGEM

A degasagem do fluido de trabalho é necessária para a remoção de gases dissolvidos, que poderiam dar origem a não-condensáveis que reduziriam a área de condensação ou reagiriam com o fluido de trabalho provocando corrosão.

Para a degasagem, mantem-se todas as válvulas fechadas e congela-se o fluido de trabalho no interior do tubo de calor, por meio da imersão da parte inferior do tubo de calor em nitrogênio líquido. Mantendo o tubo no interior do nitrogênio, abre-se as válvulas V2 e V3 e faz-se vácuo até este atingir 0,2 torr. Fecha-se as válvulas e aquece-se o tubo para que o fluido de trabalho descongele e libere os gases dissolvidos. Em seguida, faz-se nova imersão do tubo de calor em nitrogênio e nova evacuação é feita.

Repetindo estas operações mais duas vezes o tubo de calor está pronto para o fechamento. Na figura (IV-10) apresenta-se a montagem para enchimento e degasagem do protótipo.

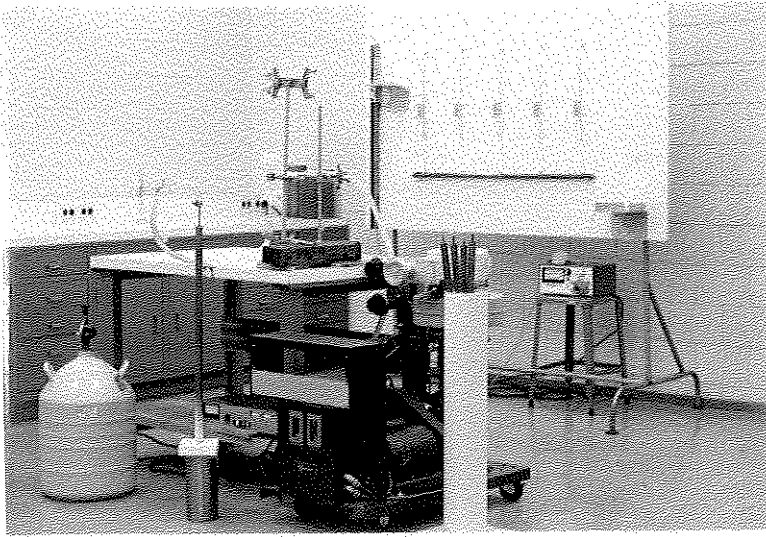


Figura IV-10 - Unidade de enchimento e degasagem do protótipo

O fechamento do tubo de calor foi feito estando o protótipo imerso em nitrogênio com vácuo de 0,2 torr. Na figura (IV-11) apresenta-se a seqüência de operações para o fechamento do tubo de enchimento; a soldagem final foi feita com solda TIG.

IV.4 MÉTODO DE ENSAIO TERMODINÂMICO

O ensaio termodinâmico do protótipo foi executado de acordo com as indicações de DUNN ¹⁴ e CHI ¹⁶. Na figura (IV-12) apresenta-se o desenho esquemático da instrumentação do tubo de calor. O protótipo foi testado na posição horizontal ($\alpha = 0$).

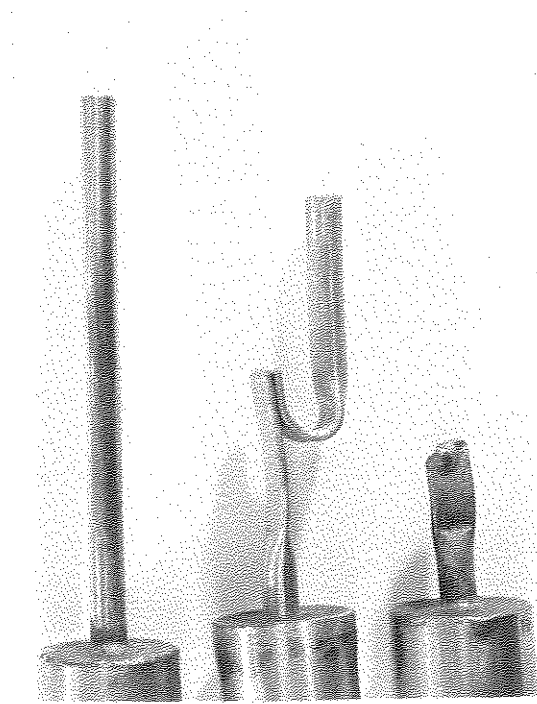


Figura IV-11 - Operações de fechamento do protótipo

O aquecimento do evaporador foi feito com duas resistências elétricas, isoladas com "samox" ligadas em paralelo e enroladas no evaporador em hélice; veja figura (IV-15). O calor de entrada foi fornecido por uma fonte de tensão regulada. A potência foi medida com um medidor de potência. A água de resfriamento do condensador foi fornecida por um banho térmico circulador. O calor retirado no condensador foi medido através do produto da vazão mássica pela diferença da temperatura de entrada e de saída do fluido de resfriamento.

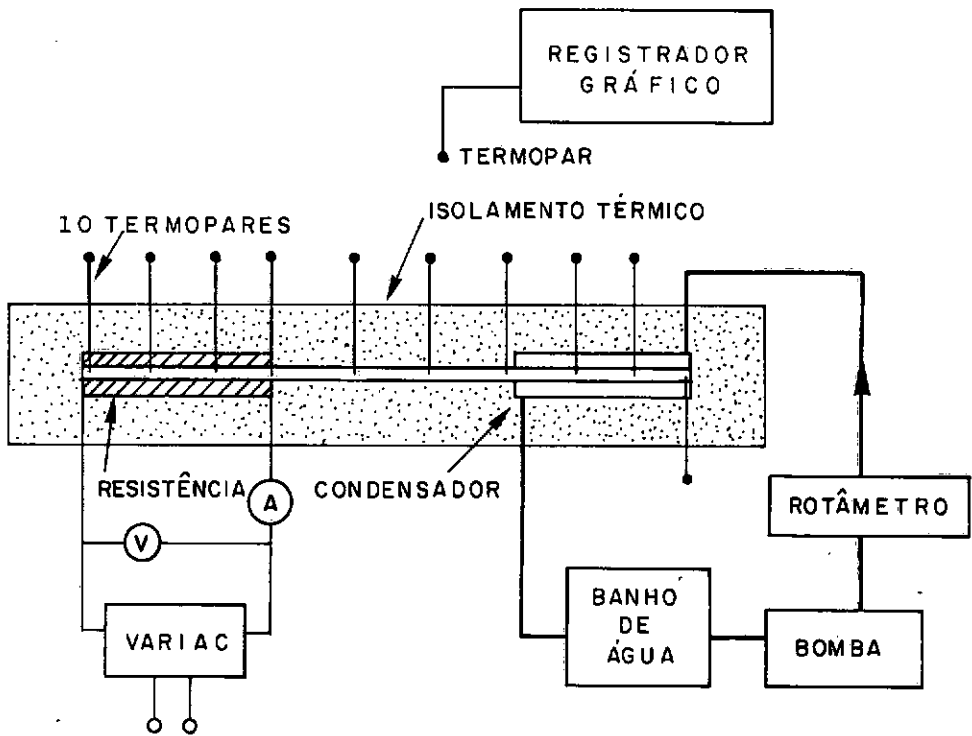


Figura IV-12 - Instrumentação do protótipo

A diferença de temperatura entre entrada e saída do fluido de resfriamento foi medida diretamente com dois termopares de cobre/constantan, bitola 24 AWG, e com um voltímetro de nulo. A vazão do fluido de resfriamento foi medida com um rotâmetro calibrado. Na figura (IV-13) apresenta-se o desenho esquemático do arranjo experimental para a calibração do rotâmetro.

A parede externa do protótipo foi instrumentada, na parte superior, ao longo do seu comprimento com dez termopares de cobre/constantan isolados com teflon. Sendo sete de bitola 24 AWG e três finos (cada fio do par tem diâmetro igual a 0,01 pol.) instalados no condensador. Os dois tipos de termopares foram calibrados e a descrição da calibração

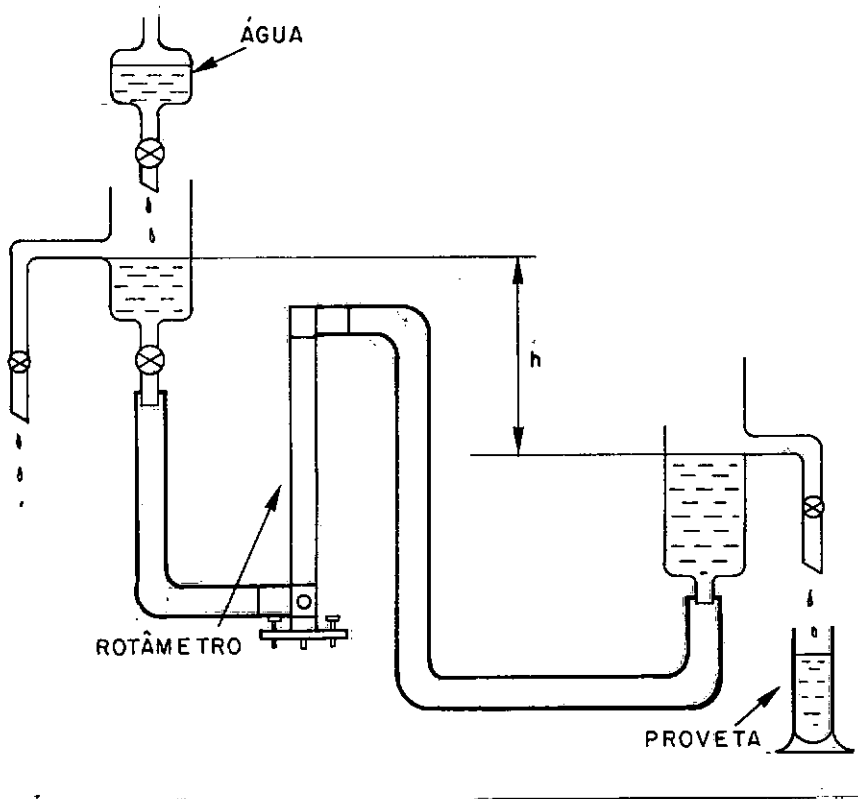


Figura IV-13 - Calibração do rotâmetro

encontra-se no apêndice (E). As coordenadas dos termopares medidas a partir da extremidade do evaporador são dadas em milímetros por : 5, 105, 205, 305, 428, 550, 673, 795, 895, 995. Na figura (IV-14) mostra-se a fotografia dos termopares ao longo do tubo de calor. Para referência de zero grau dos termopares utilizou-se juntas frias eletrônicas.

O condensador é feito de tubo de cobre com diâmetro externo igual a 50,8 mm e 3,175 mm de espessura de parede, tendo um flange cego e outro removível com diâmetro igual a 75 mm. O condensador foi instalado concêntrico com o tubo de calor formando uma região anelar para o escoamento do fluido de resfriamento. A água de resfriamento entra e sai do condensador em direção perpendicular ao eixo do protótipo e escoam na região anelar em contra-corrente ao vapor no

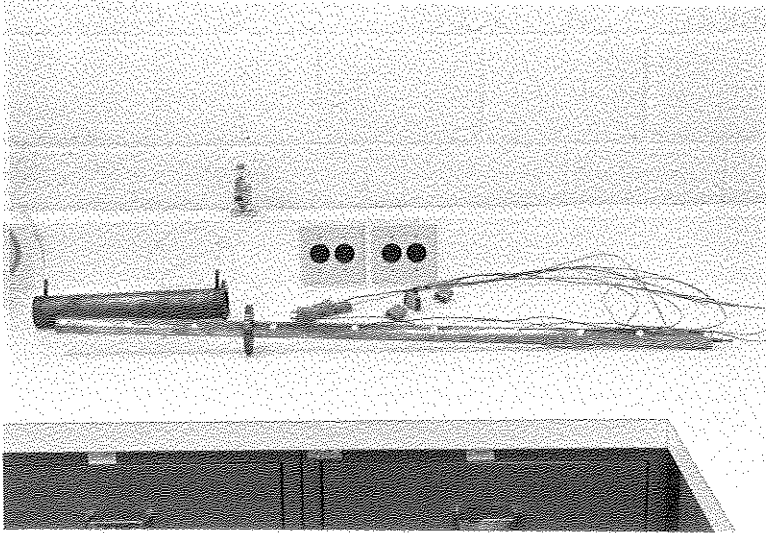


Figura IV-14 - Posição dos termopares

interior do tubo de calor. A vedação do condensador foi obtida com anéis de vedação. Na figura (IV-15) apresenta-se o protótipo instrumentado

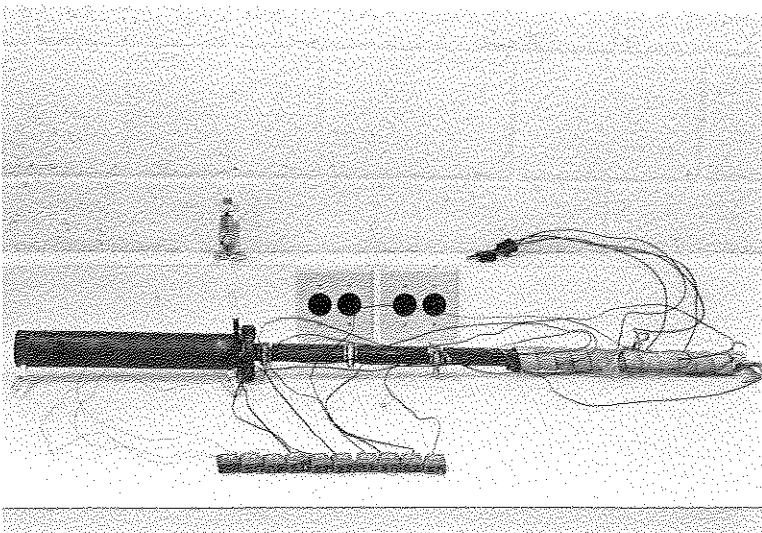


Figura IV-15 - Protótipo instrumentado

Depois de instrumentado, o protótipo foi isolado termicamente, com uma calha de fibra de vidro com 127 mm de diâmetro externo e comprimento de 1200 mm. O conjunto assim formado foi engessado para garantir boa vedação do ar no interior da calha de fibra de vidro. Na figura (IV-16) apresenta-se o protótipo com o isolamento térmico pronto.

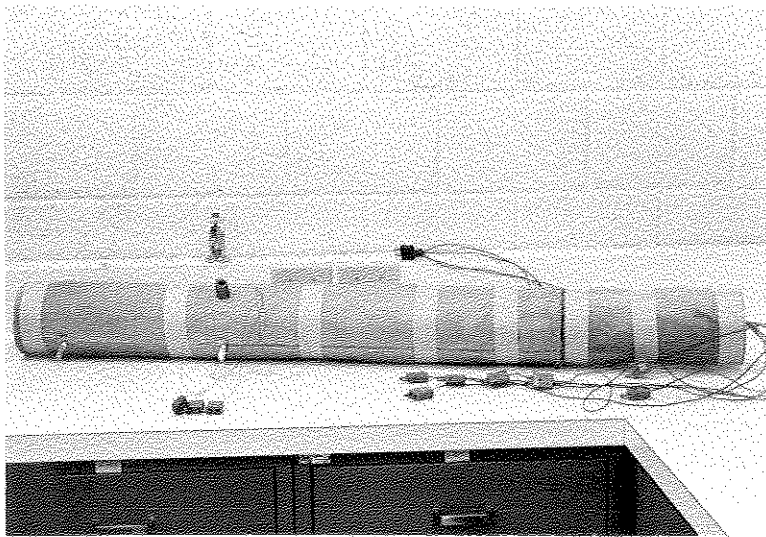


Figura IV-16 - Detalhe do isolamento térmico do protótipo

Na figura (IV-17) apresenta-se a fotografia da montagem experimental para o ensaio termodinâmico do protótipo.

A seguir, apresenta-se a descrição das características dos instrumentos usados na avaliação térmica do tubo de calor.

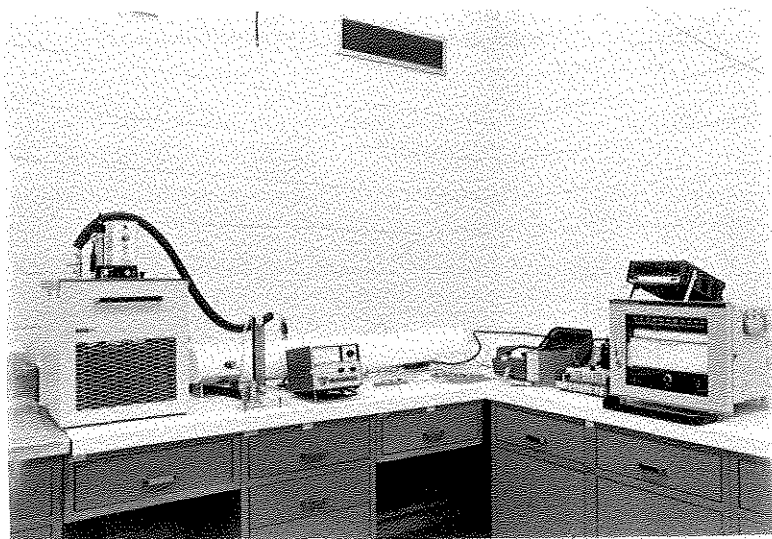


Figura IV-17 - Instrumentação para o ensaio do protótipo

- Resistência de aquecimento

potência - 288 W

isolamento - "samox"

comprimento - 24 pol.

largura - 1 pol.

fabricante - Cole Palmer

quantidade - duas

Usadas para o aquecimento do evaporador.

- Banho térmico circulador

sistema de controle - proporcional

precisão da temperatura - $\pm 0,004^{\circ}\text{C}$ (em toda a faixa)

faixa de temperatura de operação - -30 a 150°C

fabricante - HAAKE

modelo - FK2

nº de série - 79108

Usado para manter a temperatura de entrada do meio de resfriamento constante.

- Rotâmetro

faixa de vazão - 0 a 25 ml/s

flutuador - esfera de aço

fabricante - Matheson Gas Products

modelo - R 7640

Usado para a medição da vazão do meio de resfriamento.

- Voltímetro de Nulo para corrente contínua

faixa de operação - $\pm 3 \mu\text{V}$ a $\pm 1000 \text{ VCC}$

precisão - $\pm (2\% \text{ do final de escala} + 0,1 \mu\text{V})$

fabricante - Hewlett Packard

modelo - 419 A

nº de série - 948A06344

Usado para medição do diferencial de temperatura entre entrada e saída do meio de resfriamento.

- Junta Fria

tipo - eletrônica

temperatura de referência - 0°C

calibração - para termopar tipo cobre/constantan

precisão da compensação - $\pm 1/2^{\circ}\text{C}$ (para ambiente de 15 a 30°C)

fabricante - Omega Engineering

modelo - MCJ-T

- Medidor de Potência

faixa de medição - 36 faixas: 0-15 até 0 - 24000 W

indicação - analógica

precisão - $1/2\%$ da escala com o instrumento na horizontal

fabricante - Multi-amp

modelo - 115-2-E

nº de série - I - 3285

Usado para medir a potência fornecida ao evaporador.

- Variac

operação - 0 a 130 Volt

fabricante - Soc. Técnica Paulista S.A.

modelo - VM 115

nº de série - 312

Usado para variar a potência de alimentação das resistências de aquecimento.

- Registrador Gráfico

nº de canais - doze

sistema de medição -

milivolts CC - 1 mV (menor faixa) ã

100 mV (maior faixa)

termopares - tipo J, K, R, S, T e Y

precisão - $\pm 0,25$ % da faixa ou $\pm 3,5$ microvolts
(aquele que for maior)

sensibilidade - $\pm 0,05$ % da faixa

Usado para o registro das temperaturas dos dez termopares instalados na parede externa do protótipo.

O protótipo foi ensaiado para duas condições do fluido de resfriamento, a saber:

Condição 1

temperatura de entrada (T_E) = 50°C

vazão mássica (\dot{M}) = $9,992 \times 10^{-3}$ kg/s

Condição 2

temperatura de entrada (T_E) = 80°C

vazão mássica (\dot{M}) = $10,38 \times 10^{-3}$ kg/s

Foram realizados os seguintes ensaios termodinâmicos:

- Para condição 1

Ensaio 1 - Aquecimento do evaporador em degraus de 50 W desde 50 até 500 W, com exceção de 300 W.

Ensaio 2 - Realizado após o ensaio 1. Permitiu-se que todo o sistema retornasse e repetiu-se o aquecimento do evaporador em degraus de 50 W desde 50 W até 500 W.

- Para condição 2

Ensaio 3 - Realizado após o ensaio 2. Com todo o sistema à temperatura ambiente, fez-se o aquecimento do evaporador em degraus de 50 W desde 50 até 200 W.

A seguir, apresenta-se a metodologia usada nos ensaios termodinâmicos do protótipo, para cada condição do fluido de resfriamento:

1. Estando o banho térmico circulador e as resistências elétricas de aquecimento desligados, faz-se o registro gráfico do perfil de temperatura da parede do protótipo. Este registro é importante para verificar se todos os termopares estão funcionando e medindo a mesma temperatura.
2. Liga-se a alimentação das resistências elétricas e do banho térmico circulador. Regula-se a potência de alimentação das resistências, com o medidor de potência, ao valor mínimo de potência de cada ensaio. Regula-se o termostato do banho térmico para a condição do fluido de resfriamento desejada.
3. Com o registro gráfico, controla-se o perfil de temperatura do protótipo. Quando o sistema alcança a estabilização inicia-se as medições da vazão mássica e do aumento de temperatura do fluido de resfriamento através do condensador.
4. Para cada valor de potência faz-se doze medições, a intervalos de tempos iguais de 30 minutos.
5. Completadas as medições, aumenta-se a potência de alimen-

tação das resistências para o valor seguinte e espera-se que o sistema atinja o regime permanente e faz-se as medições. Próssegue-se da mesma forma até o último valor de potência de cada ensaio.

CAPÍTULO V

RESULTADOS

Apresenta-se, em cada uma das figuras de (V-1) a (V-14), os perfis de temperaturas teórico e experimentais, ao longo da parede externa do protótipo, no regime permanente, correspondentes a diferentes níveis de potência gerada no evaporador e duas condições do fluido de resfriamento. O perfil teórico de temperatura apresentado, nestas figuras, foi calculado com as equações (III-17), (III-20) e (III-23), após o cálculo da temperatura de saturação do vapor, correspondente ao nível de potência (Q) e à temperatura de entrada (T_E) especificados em cada figura. As medições de temperatura no protótipo foram feitas com dez termopares fixados na parte superior do tubo. As posições dos termopares medidas, em milímetros, a partir da extremidade do evaporador e, que correspondem às localizações dos pontos experimentais nas figuras de (V-1) a (V-14), são dadas por: 5, 105, 205, 305, 428, 550, 673, 795, 895 e 995.

Durante todos os ensaios térmicos do protótipo a temperatura ambiente foi sempre de 24°C .

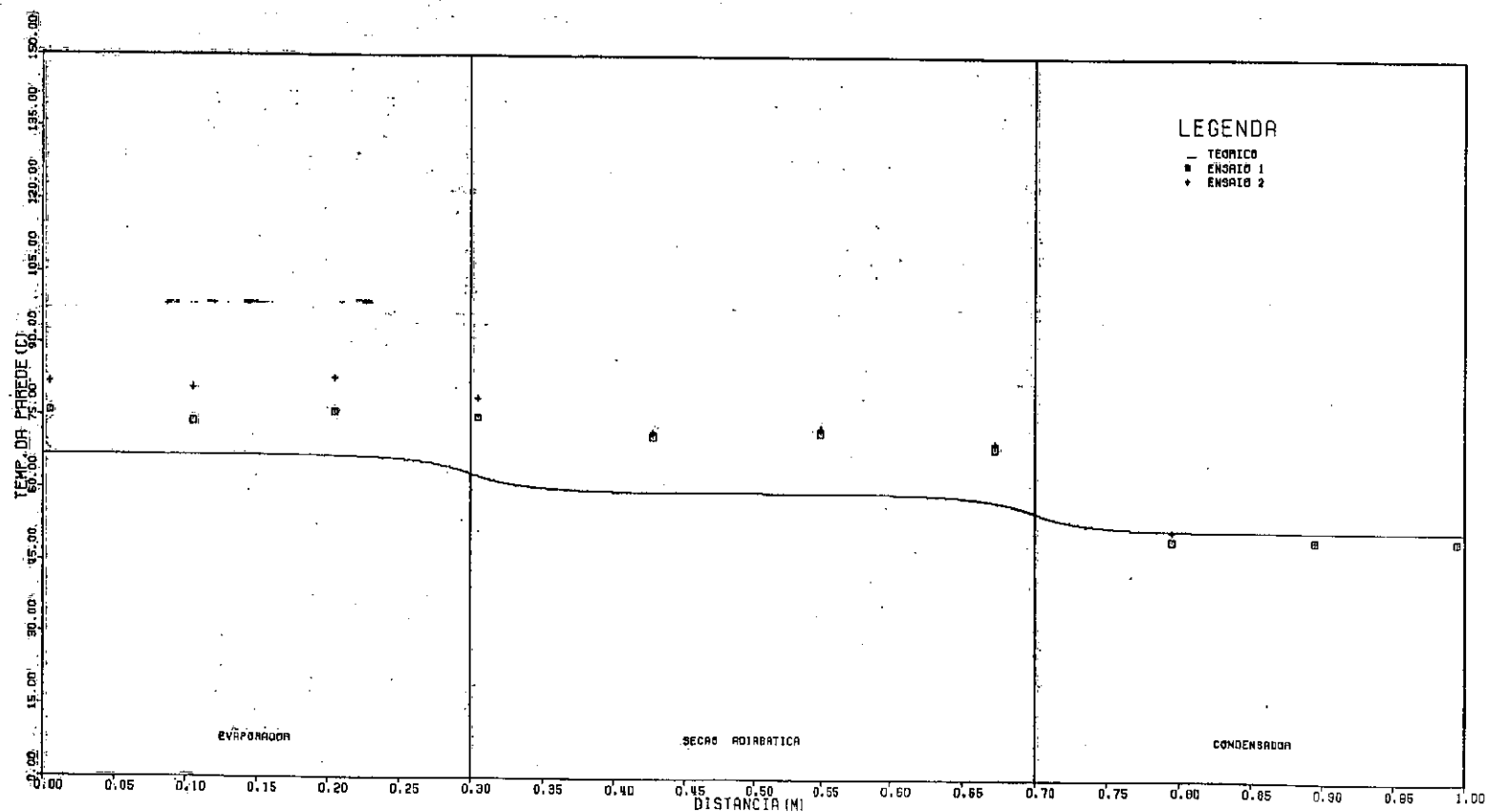


Figura V-1 - Perfil de temperatura da parede do protótipo.
Condições do ensaio: $Q = 50 \text{ W}$; $T_E = 50^\circ\text{C}$

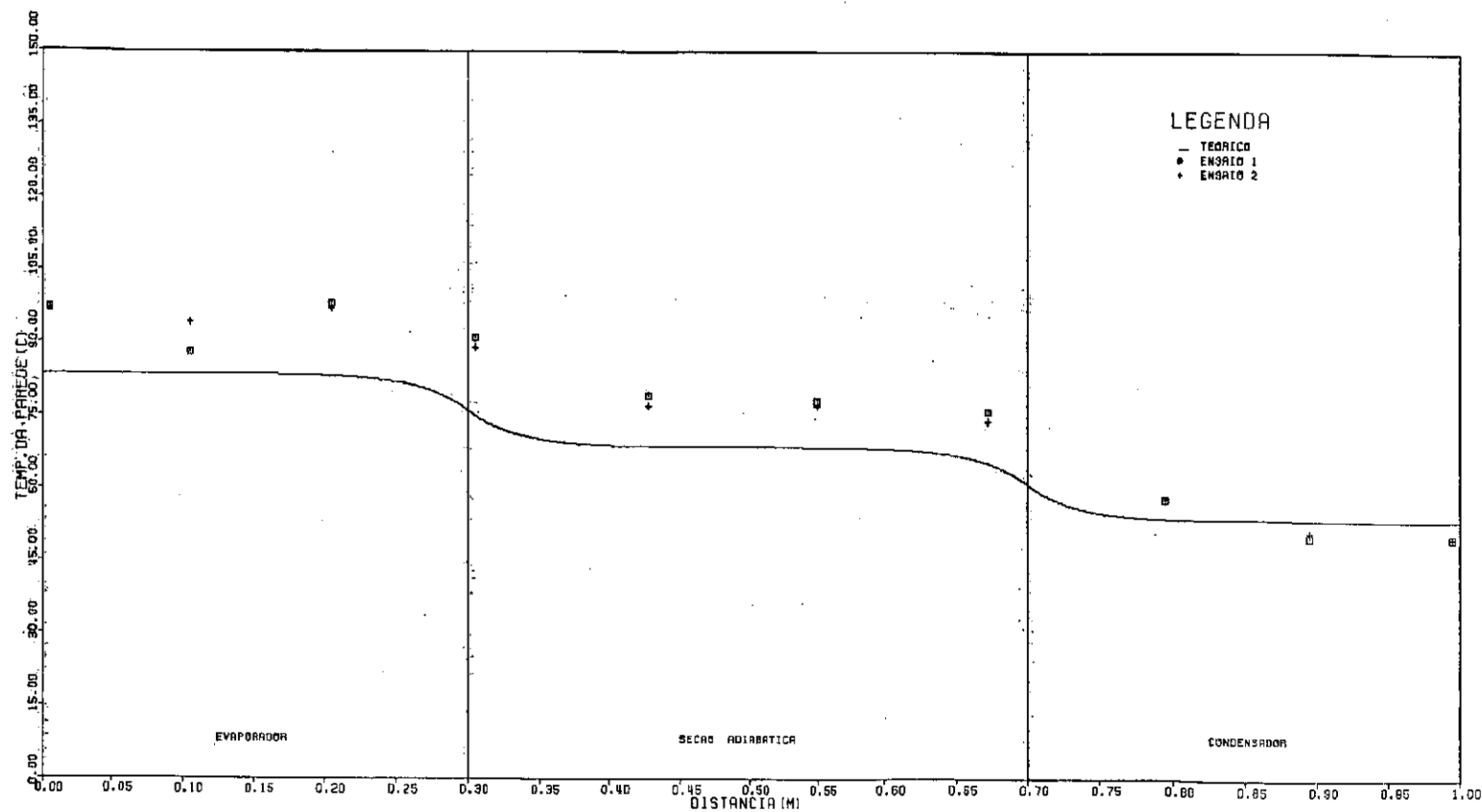


Figura V-2 - Perfil de temperatura da parede do protótipo

Condições do ensaio: $Q = 100 \text{ W}$; $T_F = 50^\circ\text{C}$

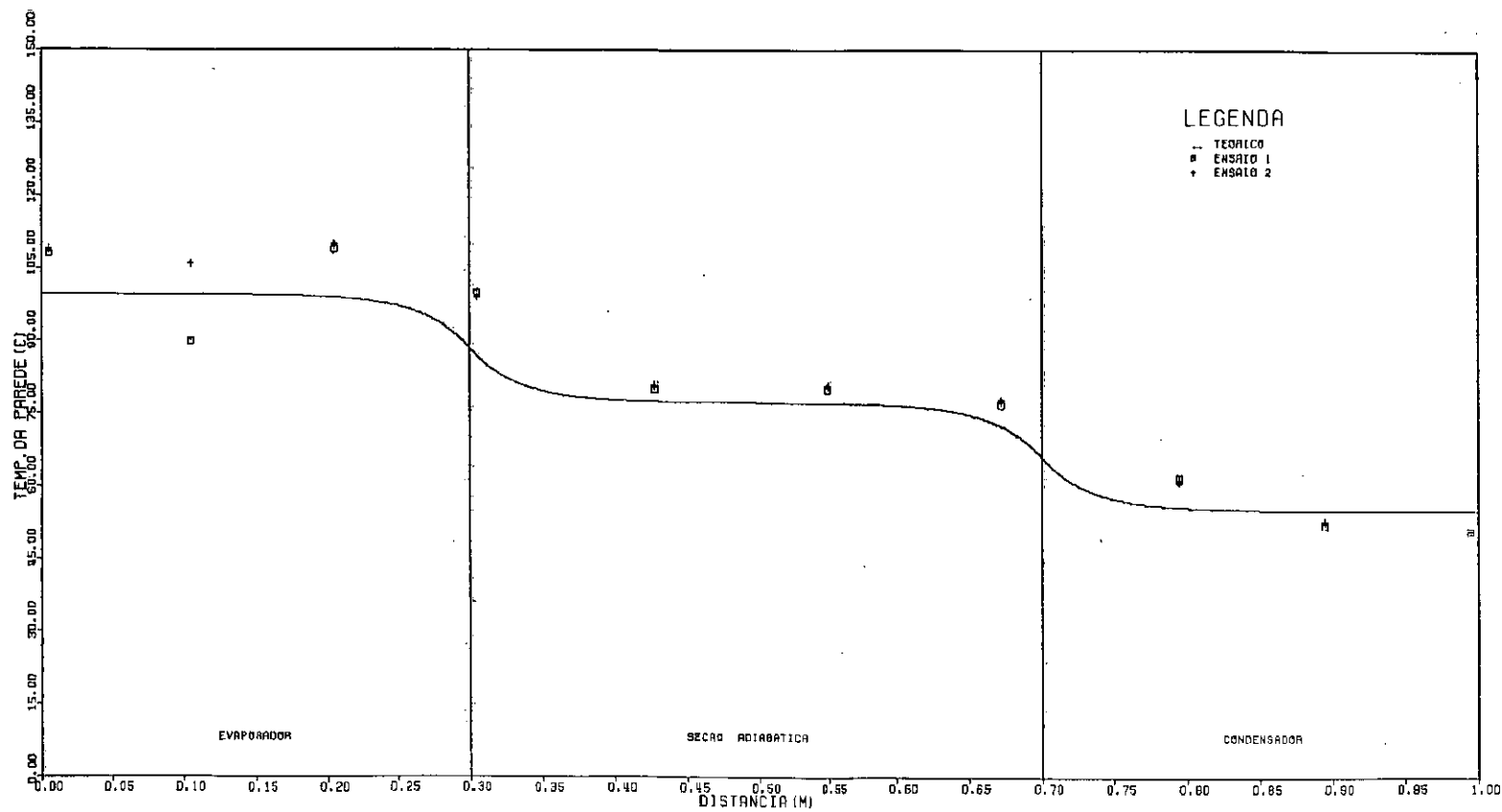


Figura V-3 - Perfil de temperatura da parede do protótipo
Condições do ensaio: $Q = 150 \text{ W}$; $T_E = 50^\circ\text{C}$

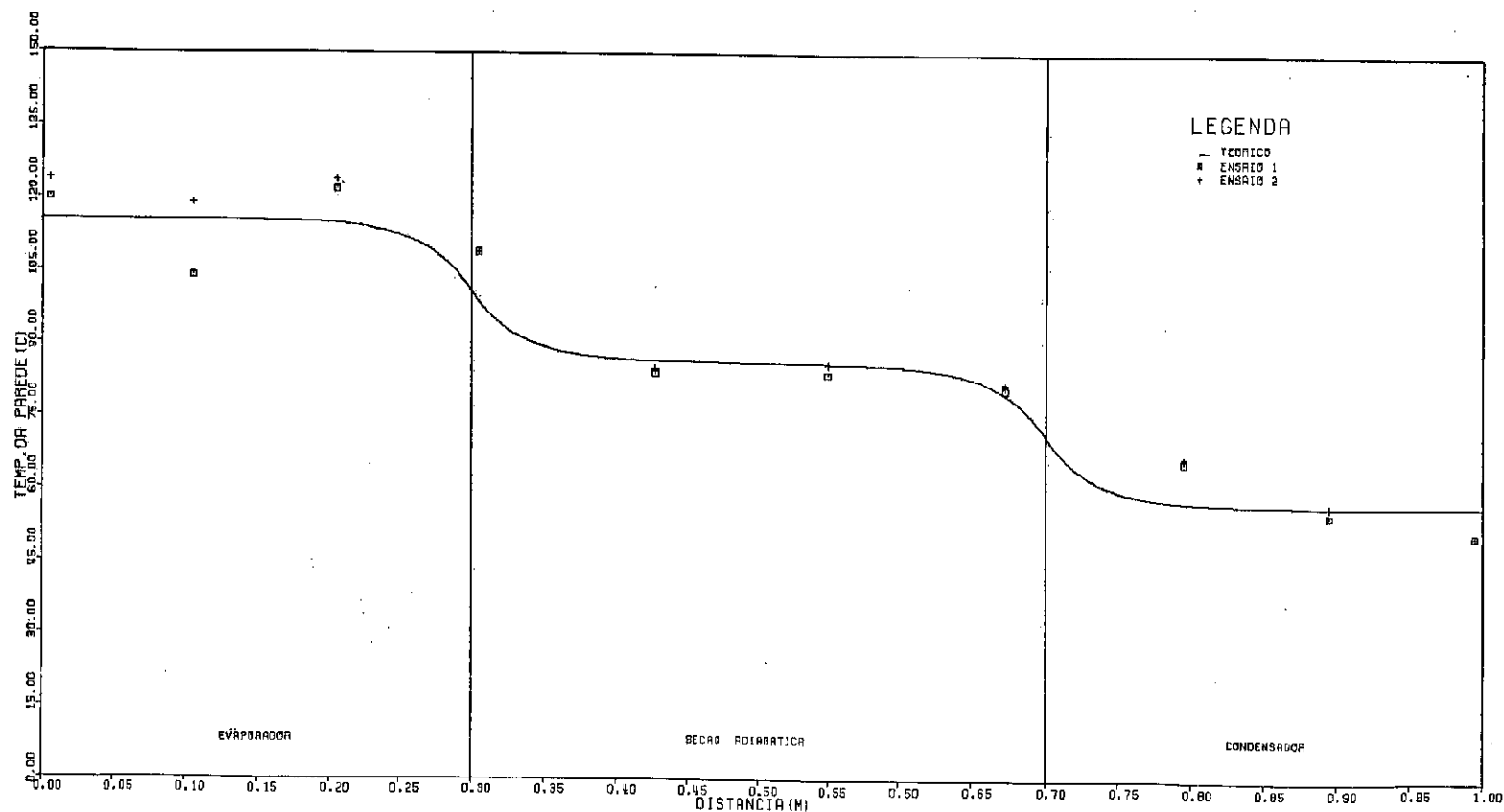


Figura V-4 - Perfil de temperatura da parede do protótipo
Condições do ensaio: $Q = 200 \text{ W}$; $T_E = 50^\circ\text{C}$

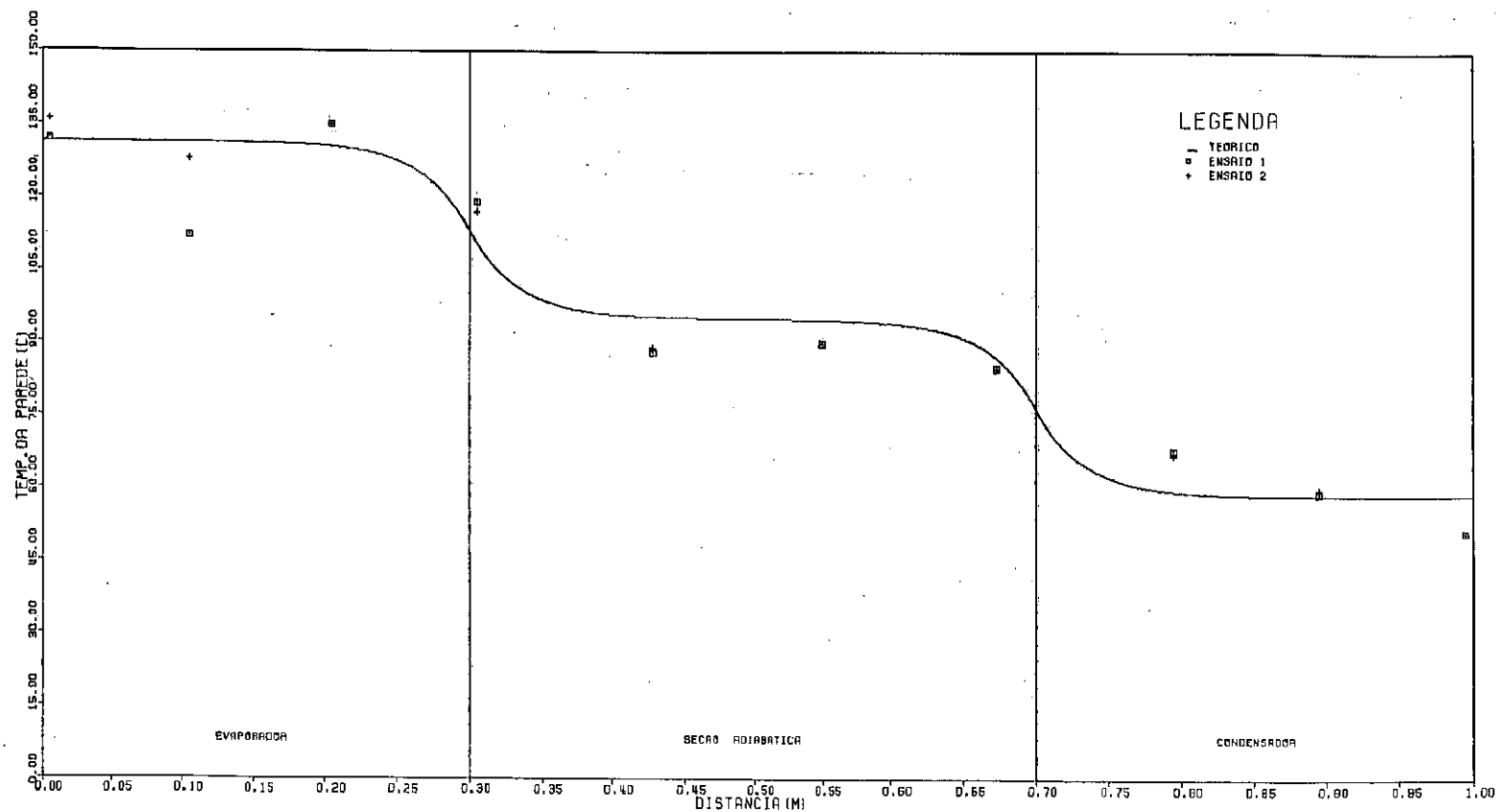


Figura V-5 - Perfil de temperatura da parede do protótipo
Condições do ensaio: $Q = 250 \text{ W}$; $T_E = 50^\circ\text{C}$

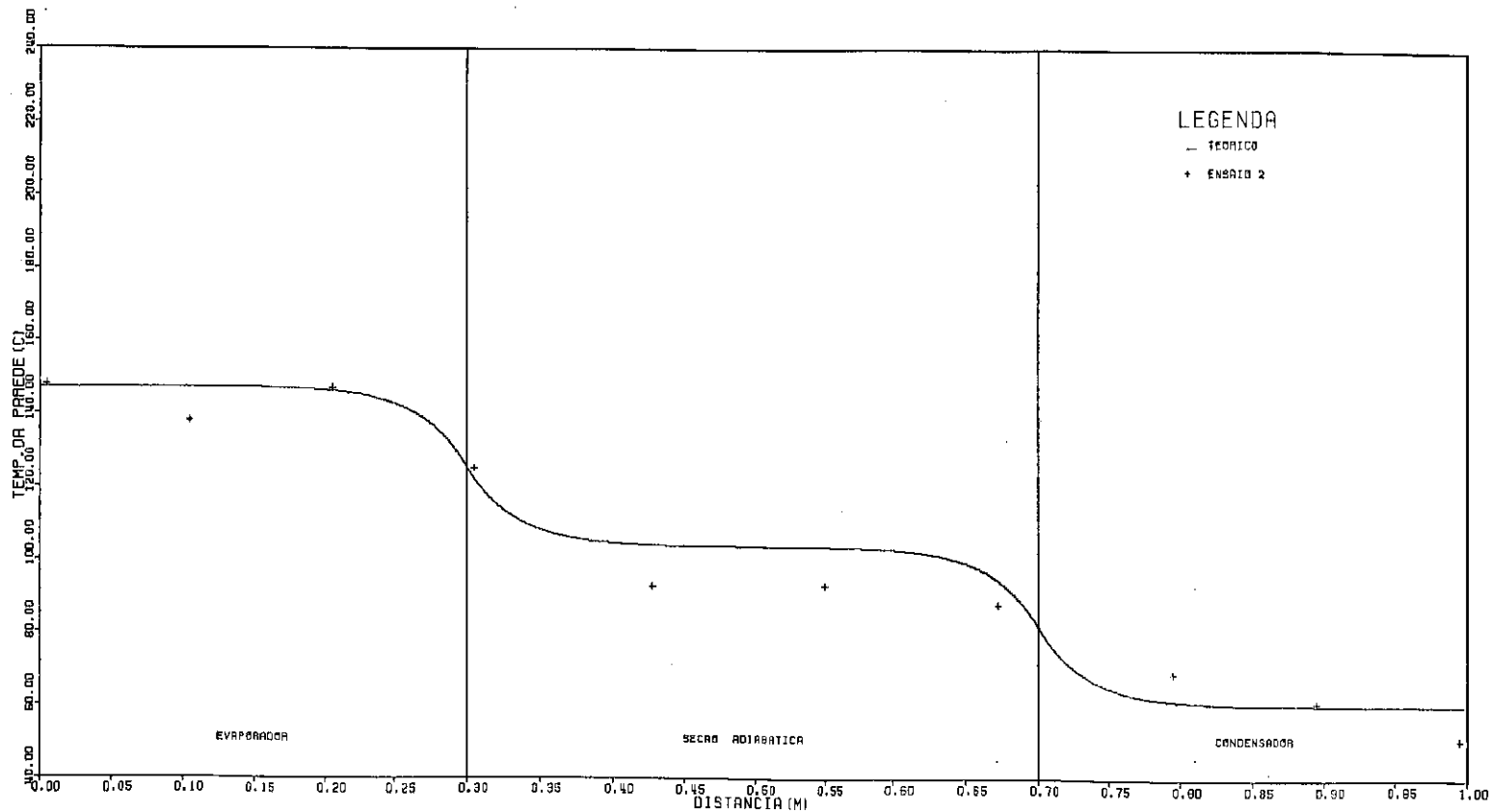


Figura V-6 - Perfil de temperatura da parede do protótipo
Condições do ensaio: $Q = 300 \text{ W}$; $T_E = 50^\circ\text{C}$

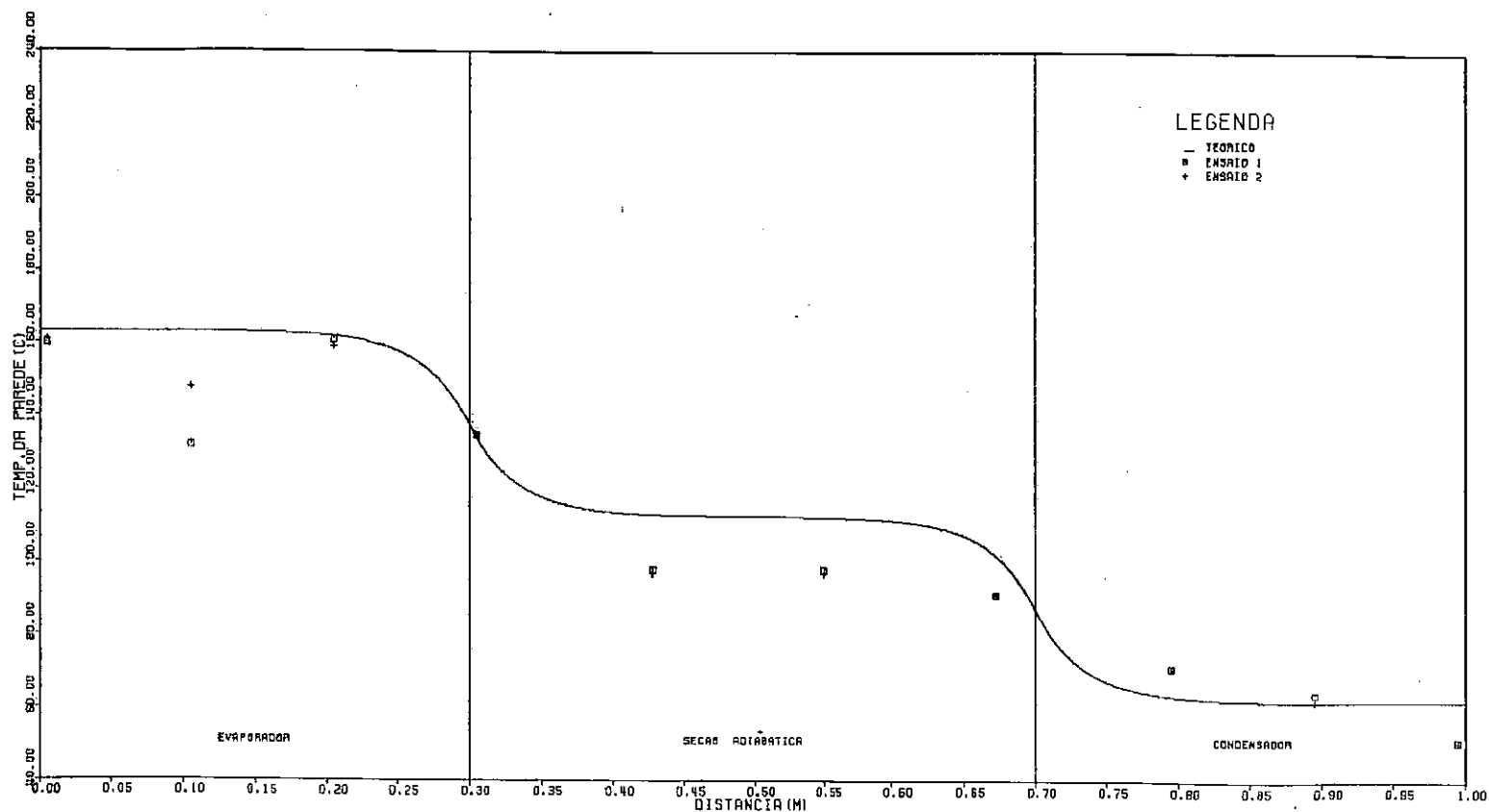


Figura V-7 - Perfil de temperatura da parede do protótipo
Condições do ensaio: $Q = 350 \text{ W}$; $T_E = 50^\circ\text{C}$

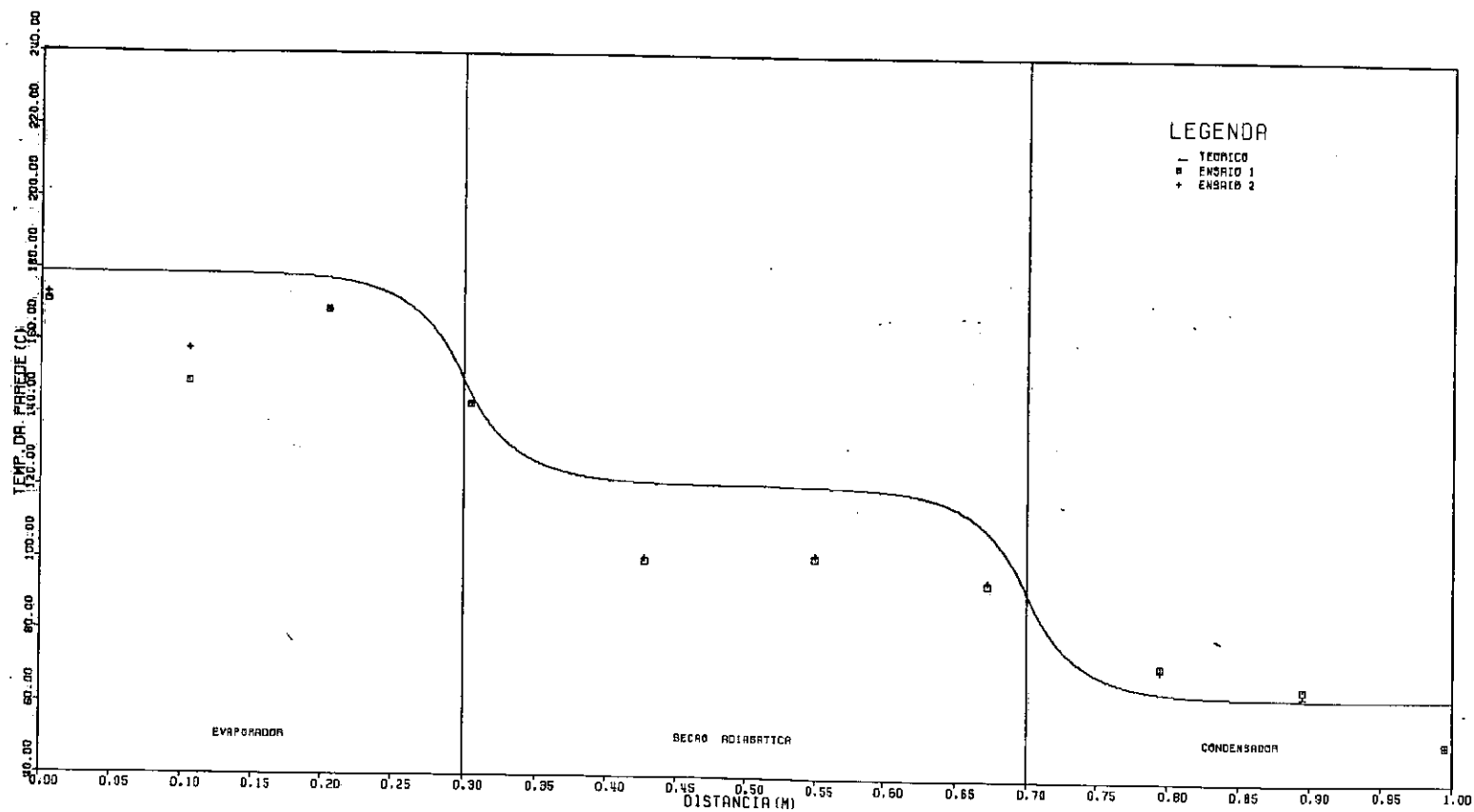


Figura V-8 - Perfil de temperatura da parede do protótipo

Condições do ensaio: $Q = 400 \text{ W}$; $T_E = 50^\circ \text{C}$

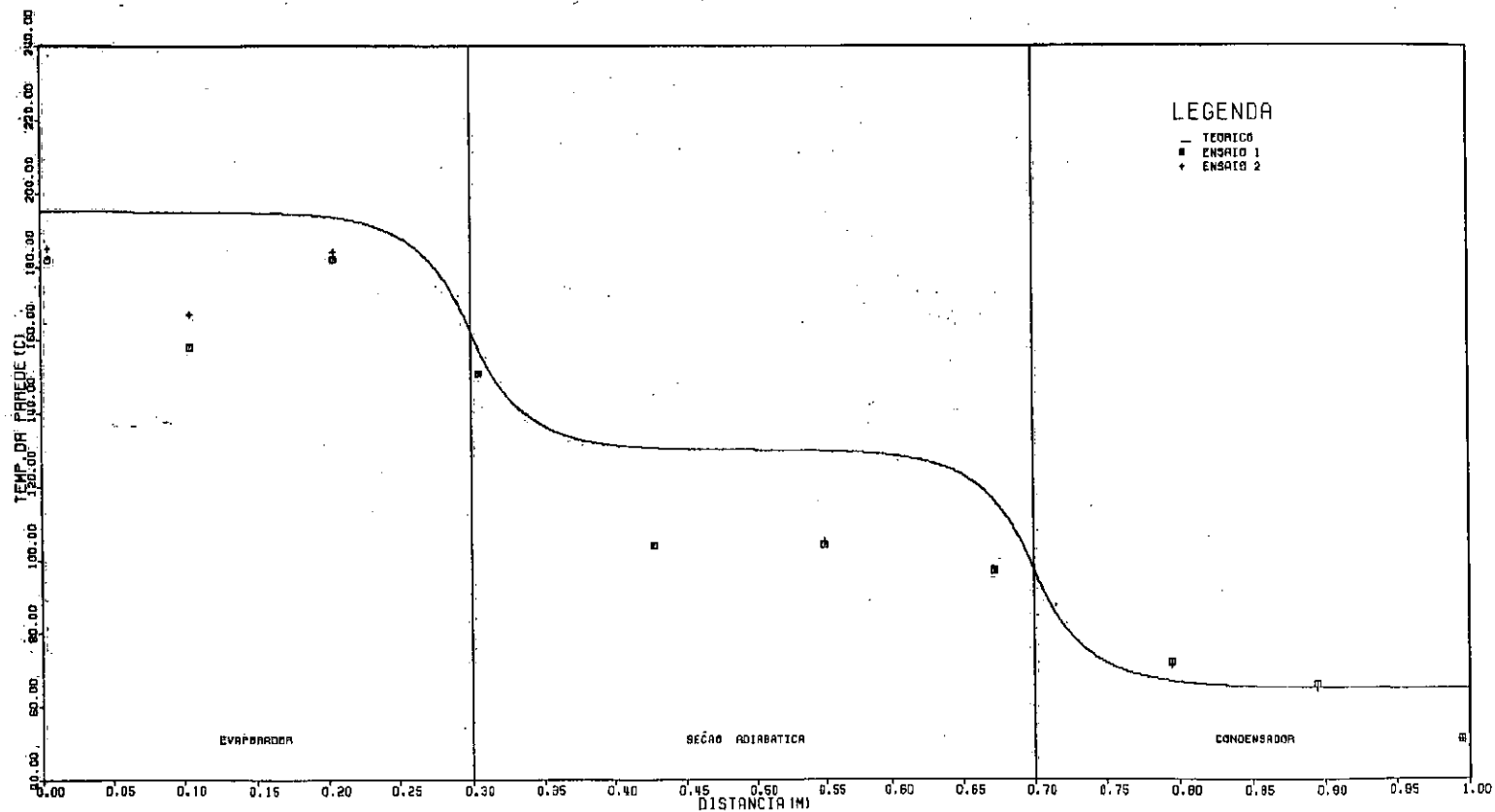


Figura V-9 - Perfil de temperatura da parede do protótipo
Condições do ensaio: $Q = 450 \text{ W}$; $T_E = 50^\circ\text{C}$

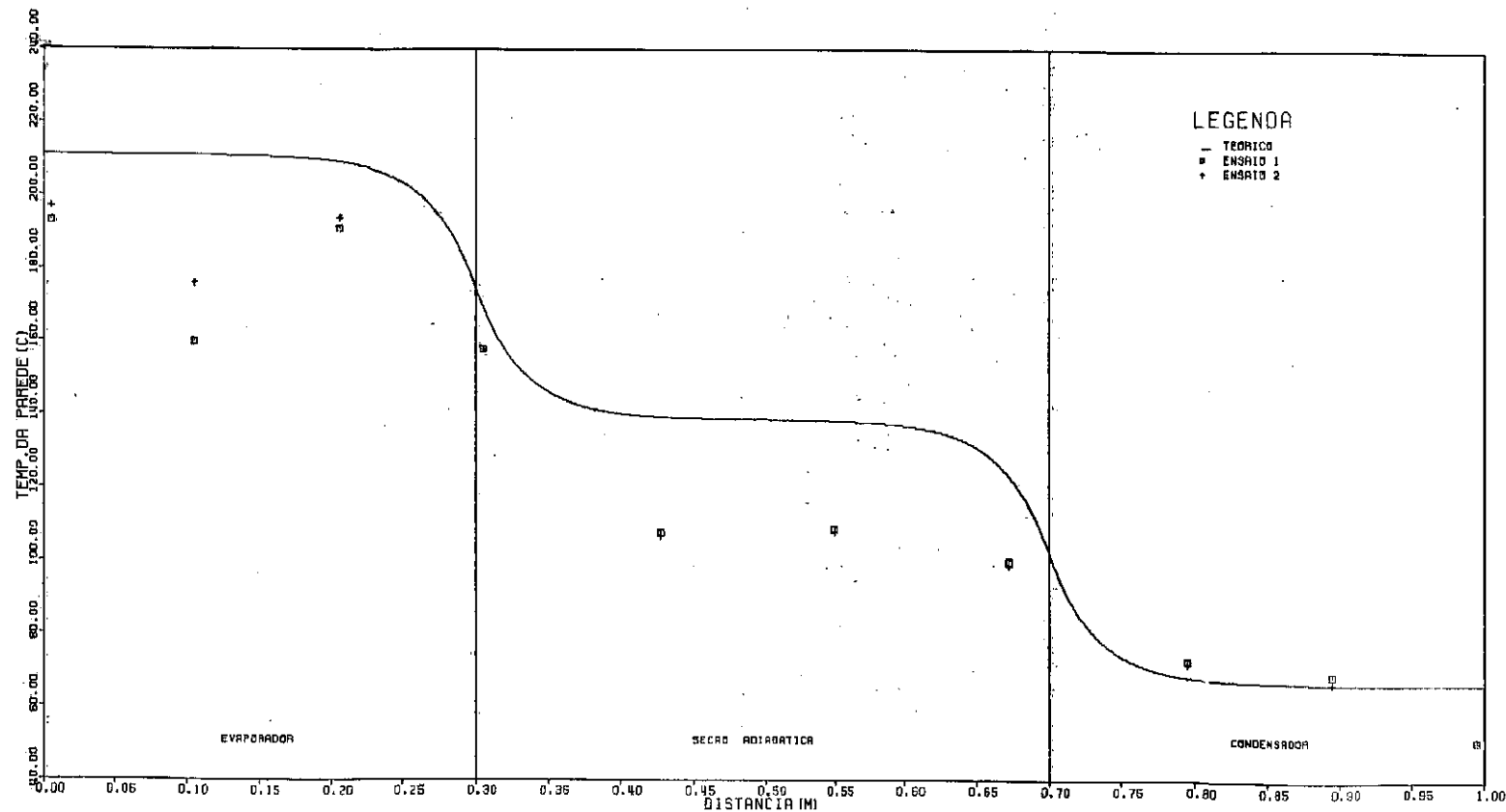


Figura V-10 - Perfil de temperatura da parede do protótipo

Condições do ensaio: $Q = 500 \text{ W}$; $T_F = 50^\circ\text{C}$

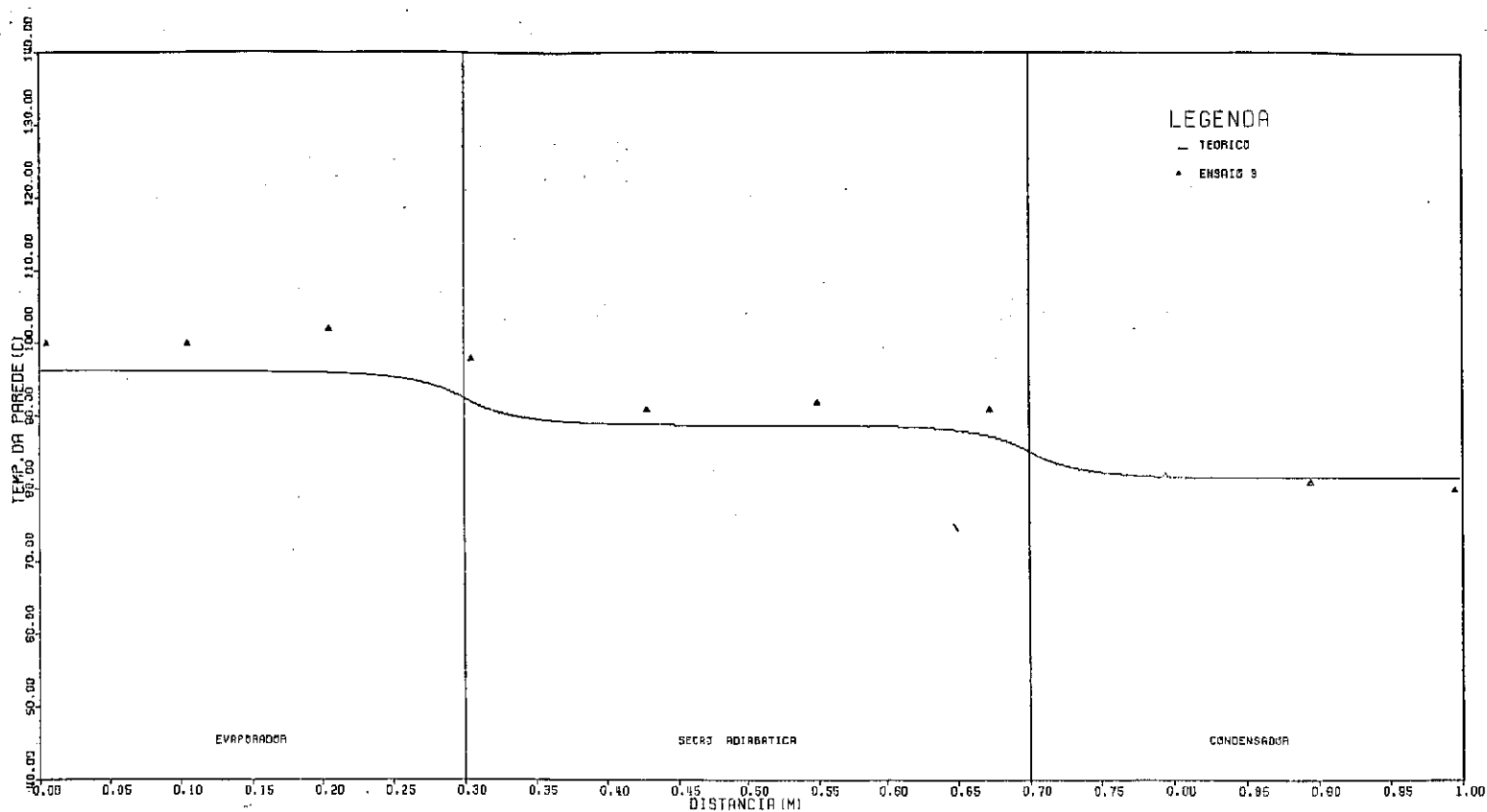


Figura V-11 - Perfil de temperatura da parede do protótipo
 Condições do ensaio: $Q = 50 \text{ W}$; $T_E = 80^\circ\text{C}$

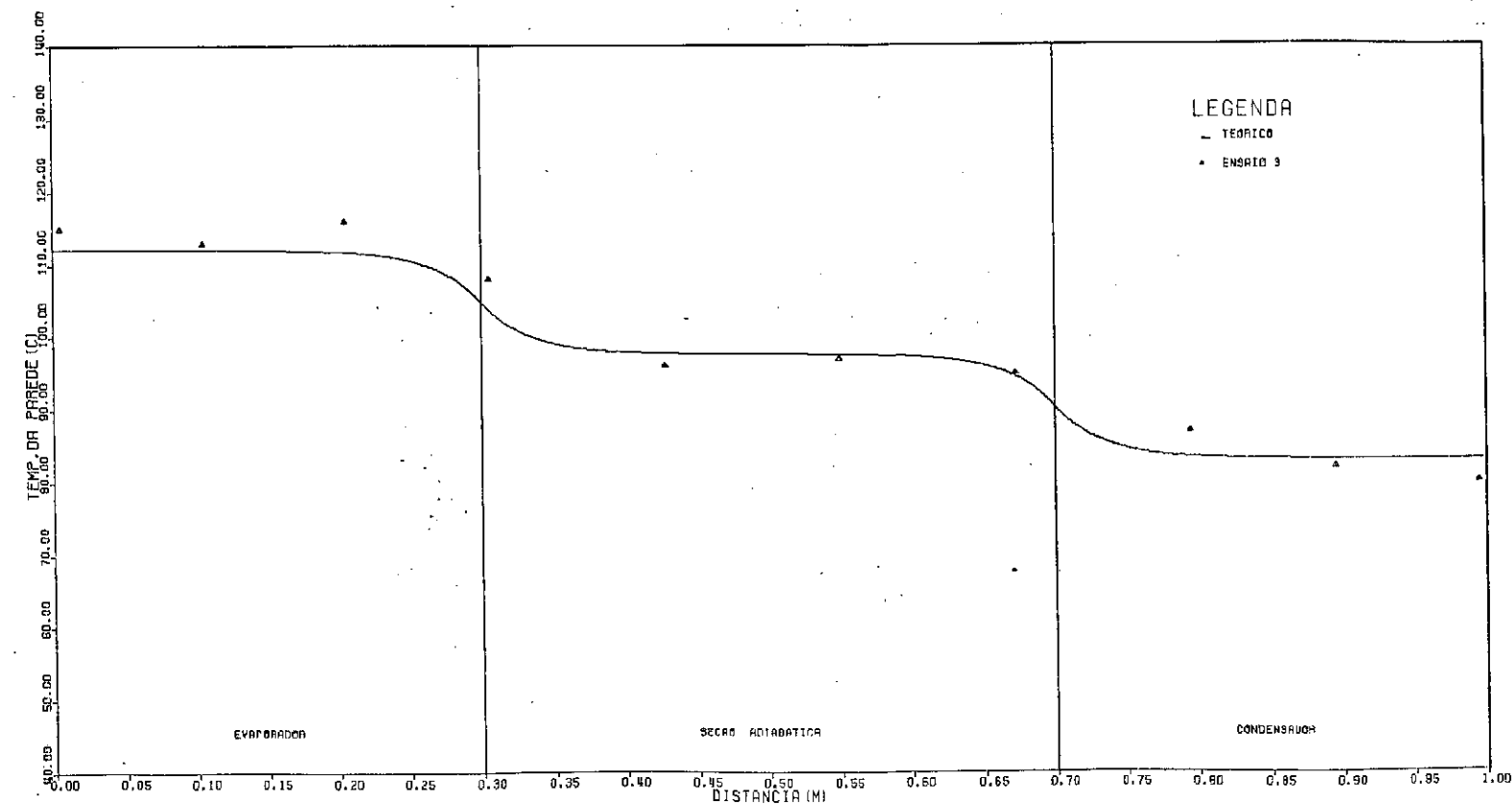


Figura V-12. - Perfil de temperatura da parede do protótipo
 Condições do ensaio: $Q = 100 \text{ W}$; $T_E = 80^\circ\text{C}$

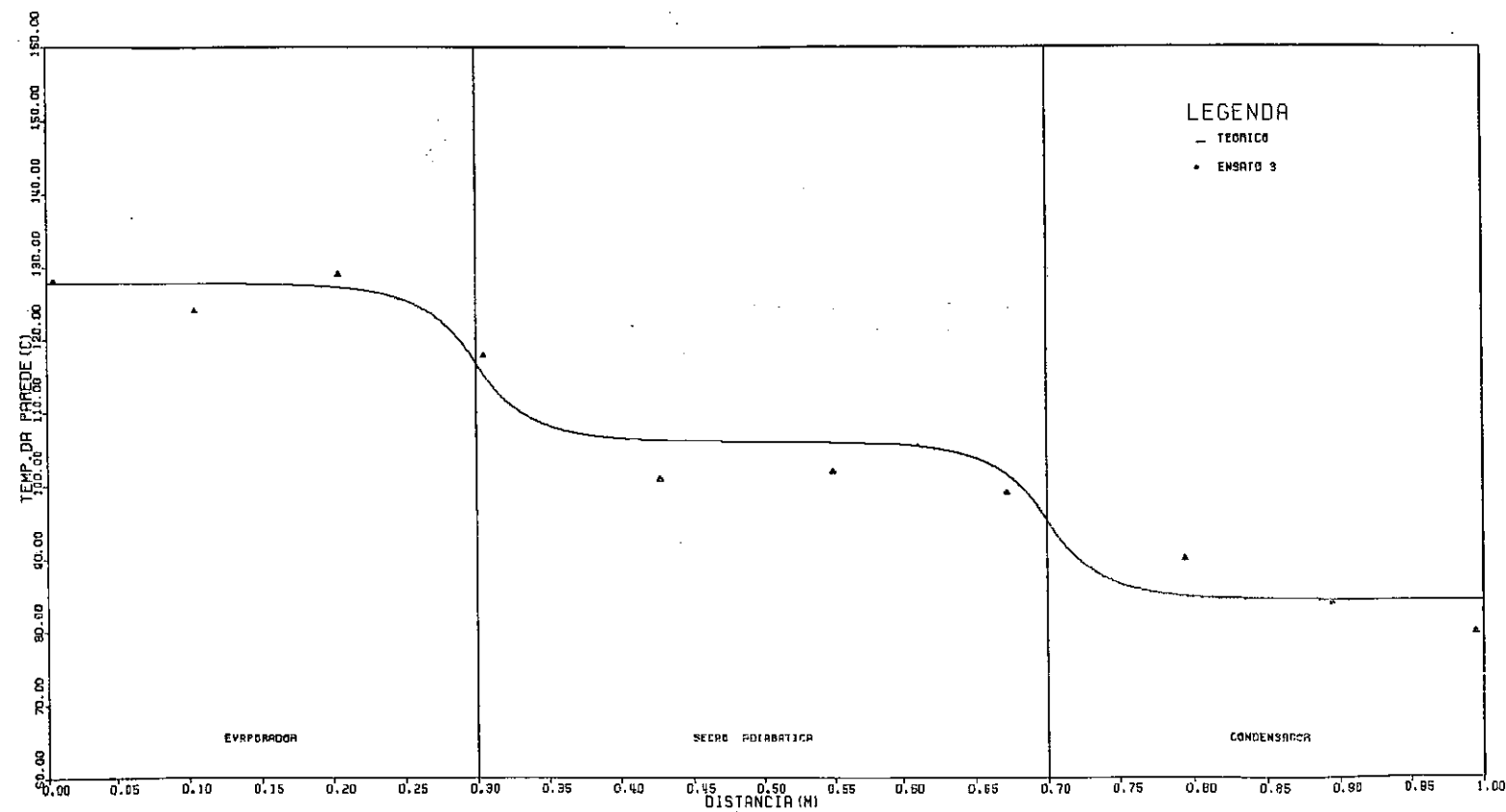


Figura V-13 - Perfil de temperatura da parede do protótipo
Condições do ensaio: $Q = 150 \text{ W}$; $T_E = 80^\circ\text{C}$

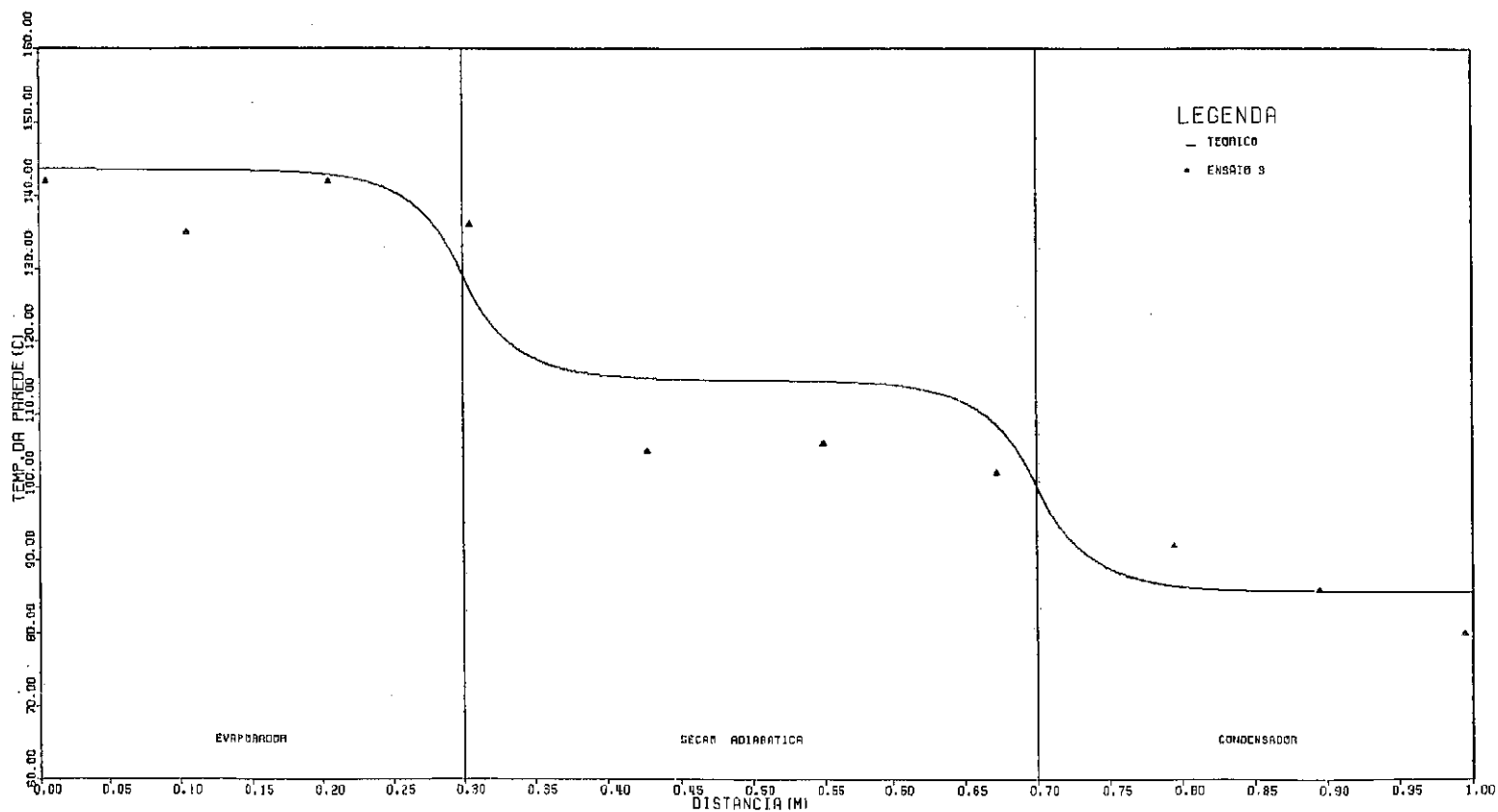


Figura V-14 - Perfil de temperatura da parede do protótipo
Condições do ensaio: $Q = 200 \text{ W}$; $T_E = 80^\circ\text{C}$

Na figura (V-15) apresenta-se o gráfico do gradiente de temperatura entre o evaporador e o condensador do protótipo em função da potência de aquecimento. Este gráfico foi obtido com as temperaturas dos pontos experimentais, de coordenadas 205 e 895 mm, apresentados nas figuras de (V-1) a (V-14).

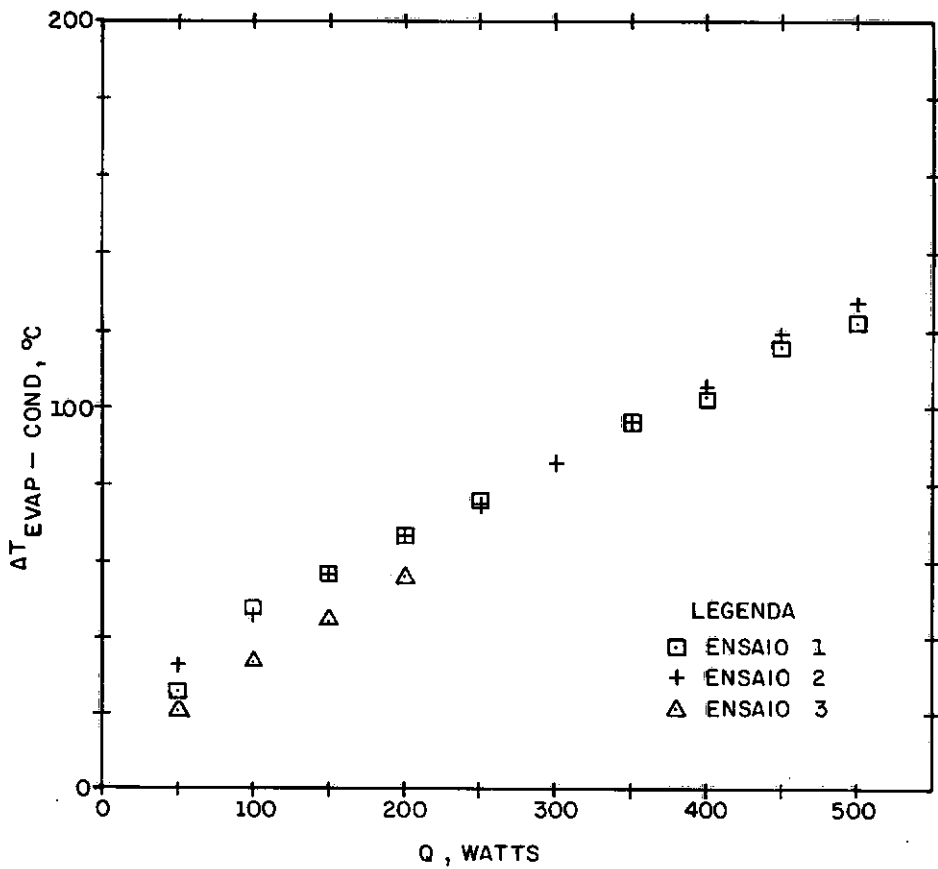


Figura V-15 - Diferença de temperatura entre as seções do evaporador e condensador versus potência de aquecimento

Na figura (V-16) apresenta-se o gráfico do acréscimo de temperatura do fluido de resfriamento ao passar pelo condensador do protótipo em função do nível de potência de aquecimento. Nos ensaios 1 e 2 a vazão mássica de água de resfriamento foi de $9,992 \times 10^{-3}$ kg/s e no ensaio 3 esta foi de $10,38 \times 10^{-3}$ kg/s.

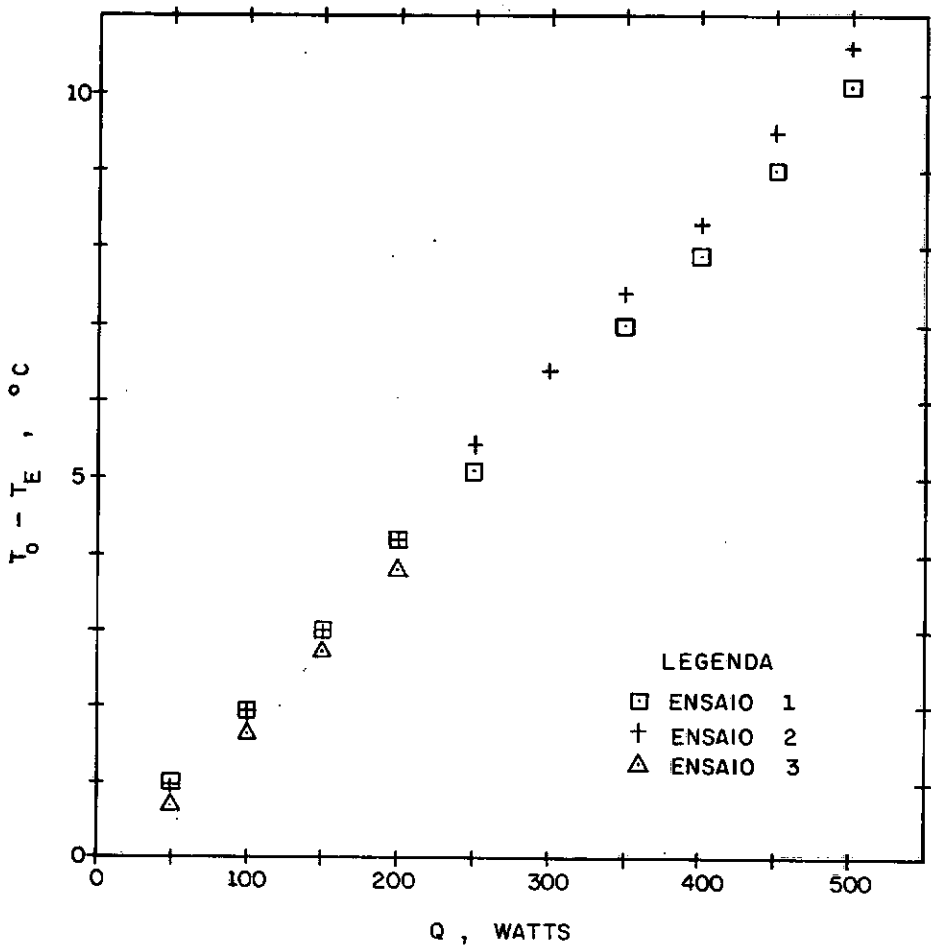


Figura V-16 - Diferença de temperatura entre entrada e saída da água de resfriamento do condensador versus potência de aquecimento

Na figura (V-17) apresenta-se o gráfico das perdas de calor através do isolamento térmico do protótipo em função da potência de aquecimento para todos os ensaios. Na mesma figura encontra-se o gráfico do gradiente de temperatura entre a seção do evaporador e o ar ambiente.

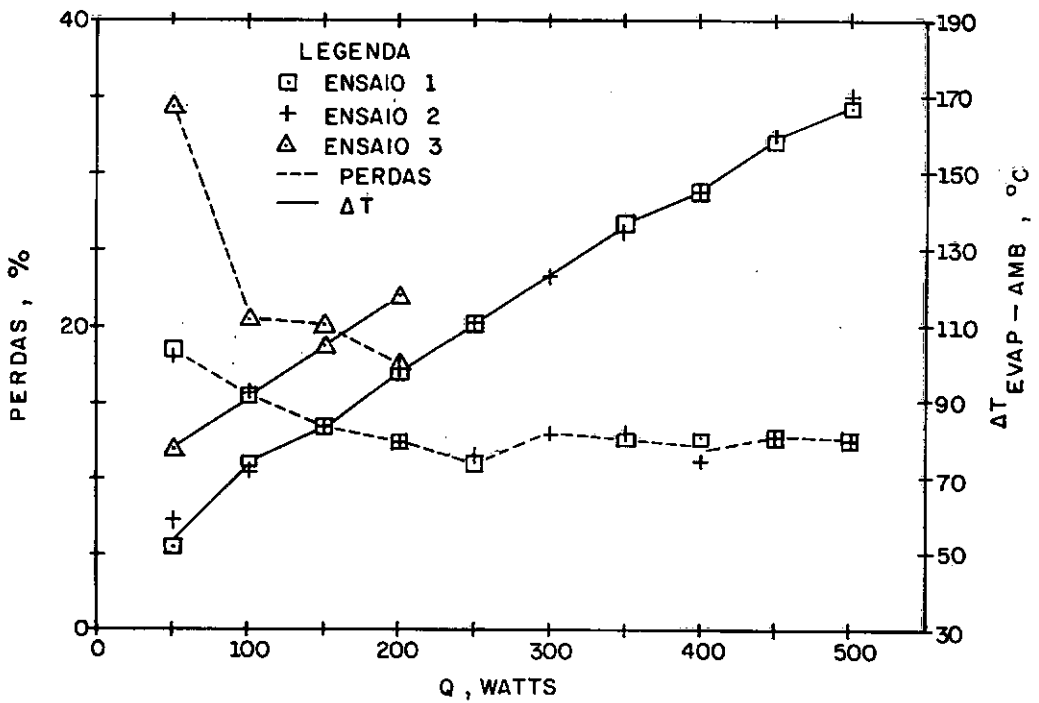


Figura V-17 - Perdas de calor do sistema versus potência de aquecimento

CAPÍTULO VI

DISCUSSÕES

A metodologia de dimensionamento termo-mecânico de tubo de calor cilíndrico apresentada neste trabalho distingue-se dos procedimentos propostos por DUNN et alii¹⁴ e CHI¹⁶, por não necessitar do conhecimento prévio, das condições de saturação do vapor, isto é, a temperatura de saturação do vapor é calculada através de balanços de energia no evaporador, seção adiabática e condensador. Nesses balanços de energia considera-se a iteração da condução axial de calor através da parede do tubo com os diferentes modos de transferência de calor que ocorrem dentro e fora do tubo de calor, como sugerido por SUN e TIEN⁹¹.

O perfil de temperatura ao longo da parede externa do tubo de calor, descrito pelas equações (III-17), (III-20) e (III-23), corresponde as soluções das equações diferenciais obtidas dos balanços de energia, ao longo do tubo de calor, para as condições do fluido de resfriamento durante o ensaio térmico descrito no Capítulo (IV). Nesses balanços foi considerado que o calor se propaga apenas por condução, na direção radial através do meio poroso, como sugerido por FERRELL e ALLEAVITCH⁴⁴, SINGH et alii⁴⁵ e TOLUBINSKY et alii⁵².

O protótipo usado nos ensaios térmicos foi projetado para dissipar uma potência térmica (Q) de 400 W, gerada uniformemente na superfície do evaporador, supondo-se o resfriamento com água, à temperatura de entrada de 50°C, escoando em regime

laminar na região anelar formada pelo condensador e tubo de calor. Nos cálculos apresentados no Apêndice C, obtêm-se os valores da temperatura de saturação do vapor e dos limites operacionais, para as condições de projeto, que são:

- Temperatura de saturação do vapor

$$T_s = 121,2^{\circ}\text{C}$$

- Limite viscoso

$$Q_v = 5,973 \times 10^4 \text{ kW}$$

- Limite sônico

$$Q_s = 117,3 \text{ kW}$$

- Limite de arraste

$$Q_a = 16,2 \text{ kW}$$

- Limite de bombeamento

$$Q_b = 3,62 \text{ kW}$$

- Limite de ebulição

$$Q_e = 454,6 \text{ W}$$

Estes valores apresentam entre si a seguinte relação:

$$Q_v > Q_s > Q_a > Q_b > Q_e > Q$$

Observando-se as expressões dos limites operacionais, descritos pelas equações (III-52), (III-53), (III-57), (III-58) e (III-59), verifica-se que, com exceção do limite de bombeamento, estes crescem com o aumento do diâmetro de vapor, (D_v), mantidas as outras variáveis constantes. O limite de bombeamento diminui com o aumento de D_v devido à redução da área do meio poroso.

Tendo em vista que para o protótipo $Q_b > Q_e$, admite-se a possibilidade de otimização deste. Esta otimização, mantidas todas as outras características iguais, poderia ser feita com a redução da espessura do meio poroso, obtendo-se com isso redução da queda de temperatura através do meio poroso. Para fazer a otimização do protótipo, um novo valor da espessura do meio poroso deveria ser arbitrado, tal que, o limite de bombeamento fosse maior ou igual à potência a ser dissipada. Convém lembrar que todos os cálculos apresentados no Apêndice C deveriam ser refeitos para a nova espessura.

A otimização de tubos de calor de água pode ser feita através do limite de bombeamento pois os limites viscoso, sônico e arraste são críticos para tubos de calor de alta temperatura^{53, 55, 58}.

Nas figuras de (V-1) a (V-14), pode-se observar que a temperatura medida com o termopar, na posição 105 mm, foi menor que as medições feitas com os outros termopares, instalados no evaporador e, que a diferença entre essas medições cresce com a elevação da potência em um mesmo ensaio. Tendo em vista que esta diferença não foi constante de ensaio para ensaio, admite-se a possibilidade de que este termopar não foi bem fixado à

parede do tubo.

Verifica-se nas figuras de (V-1) a (V-14) que a temperatura medida com o termopar, na posição 995 mm, foi sempre igual à temperatura da água de resfriamento entrando no condensador. Este fato indica a presença de gases não condensáveis no interior do protótipo^{1,64}.

Segundo WINTER et alii¹ e SUN et alii⁶⁴, a presença de gases não condensáveis no tubo de calor pode ter efeito negativo no seu desempenho. Durante a operação eles são arrastados para o condensador, onde formam uma camada de gases estagnados na extremidade do condensador. Esta região de gás reduz o comprimento efetivo de troca de calor, aumentando a temperatura de vapor e a queda de temperatura ao longo do tubo de calor. Quanto maior for a pressão interna no tubo de calor menores serão os efeitos negativos dos gases não condensáveis.

A presença de gases não condensáveis no protótipo é responsável pelo afastamento entre os resultados experimentais e teóricos, para os perfis de temperatura apresentados nas figuras de (V-1) a (V-4), pois nestes casos as pressões de vapor não foram suficientes para reduzir o volume de gases estagnados. As figuras (V-11) a (V-14) correspondem aos mesmos níveis de potência de aquecimento dos ensaios das figuras (V-1) a (V-4), isto é, 50 até 200 W, sendo que a temperatura de entrada da água de resfriamento foi maior e, como consequência as pressões de vapor foram maiores, obtendo-se menor gradiente de temperatura entre evaporador e condensador, como indicado na figura (V-15) e, maior aproximação entre as previsões teóricas e medições ex-

perimentais.

Os resultados experimentais apresentados nas figuras de (V-5) a (V-7), correspondentes a níveis de potência de aquecimento de 250 W até 350 W, aproximam-se mais das previsões teóricas.

Os perfis de temperatura teóricos para níveis de potência desde 400 W até 500 W, indicam temperaturas, no evaporador, mais elevadas que as medidas experimentalmente. Este fato pode ser explicado lembrando-se que no modelo teórico admite-se a transferência de calor no meio poroso apenas por condução radial, mas esta pode estar acontecendo por ebulição no interior do meio poroso, pois os níveis de potência são elevados e próximos ao limite teórico de ebulição. Convém ressaltar que o tubo de calor operou com nível de potência de 500 W superior em 10% ao limite teórico de ebulição.

Na figura (V-15) verifica-se que a diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador é proporcional ao nível de potência, podendo-se definir uma condutividade térmica equivalente para o tubo de calor se ele fosse imaginado como uma barra homogênea de diâmetro igual ao diâmetro externo do vapor.

Na figura (VI-1) apresenta-se o gráfico da relação entre a condutividade térmica equivalente do protótipo calculada com a equação de Fourier¹⁰⁰ e a condutividade térmica do cobre em função da temperatura de vapor teórica correspondente. Pode-se dizer, observando a figura (VI-1), que o tubo de calor é algumas vezes mais condutor de calor do que o tubo de cobre de mesmo diâmetro.

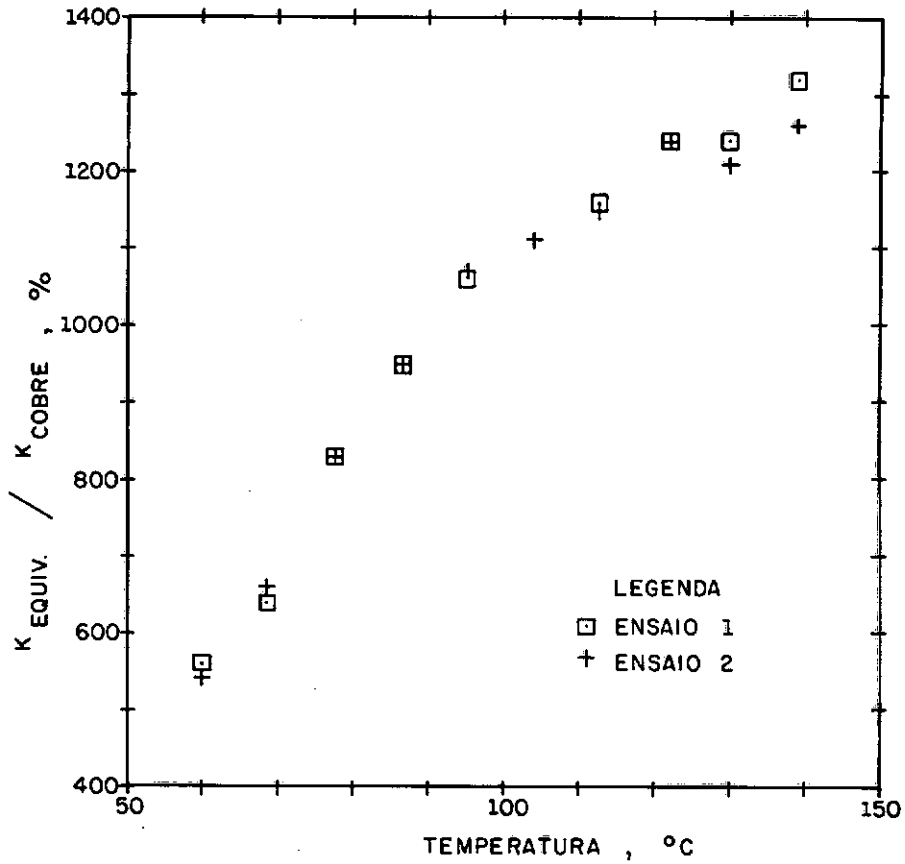


Figura VI-1 - Relação entre as condutividades térmicas equivalente do protótipo e do cobre versus temperatura

Logo se o protótipo fosse otimizado, obter-se-ia menor gradiente de temperatura entre evaporador e condensador e, condutividade térmica equivalente bem mais elevada.

Na figura (V-17) verifica-se que as perdas térmicas através do isolamento térmico, nos ensaios 1, 2 e 3, foram constantes mesmo com o aumento do gradiente de temperatura entre a parede do tubo e o ambiente, podendo-se dizer que o caminho preferencial para o calor é através do vapor escoando do evaporador para o condensador.

CAPÍTULO VII

CONCLUSÕES

O tubo de calor funciona sem trabalho externo, transferindo elevados fluxos de calor de uma região para outra com pequenos diferenciais de temperatura, através do processo de ebulição - condensação de um fluido de trabalho. Operando desde temperaturas criogênicas até elevadas temperaturas nas mais diferentes formas e tamanhos.

A excelente característica térmica do tubo de calor atraiu tanto a atenção do mundo científico, que num prazo relativamente curto este passou a ser utilizado nas mais diversas áreas de atividades do ser humano. Sua utilização no setor elétrico já se verifica na dissipação de calor de motores elétricos, circuitos eletrônicos, buchas isoladoras e linhas de transmissão subterrâneas. O tubo de calor de temperatura moderada é o mais indicado para a utilização em equipamentos elétricos; principalmente o tubo de calor de água, pois este pode funcionar na faixa de temperatura de 0 até 374°C.

Além da característica térmica, o tubo de calor é estruturalmente simples, relativamente barato, silencioso e de funcionamento confiável.

Considerando-se que o calor entra e sai do tubo de ca-

lor através da parede do casco por condução térmica, conclui-se que esta deve ser a mais fina possível, para minimizar as quedas de temperaturas radiais. A parede do casco deve suportar a diferença entre as pressões interna e atmosférica.

A estrutura capilar admite grande variação. Ela não precisa estar disposta contra a parede do casco como no protótipo, apesar desta ser a melhor posição para ela por diversas razões. Como a evaporação e a condensação ocorrem no meio poroso, esta disposição permite que a transferência de calor radial ocorra a través de um meio de melhor condutividade térmica, minimizando-se a queda de temperatura na direção radial. Esta também torna o diâmetro hidráulico do espaço de vapor o maior possível, mini mizando-se o gradiente de pressão axial no escoamento do vapor. A estrutura capilar é caracterizada pela porosidade, pelo raio médio dos poros e pela permeabilidade. O conhecimento prévio destes parâmetros é fundamental para o projeto de tubos de calor. As informações sobre permeabilidade de tecidos metálicos, apresentadas na literatura, não são bem definidas com relação a direção na qual a permeabilidade foi medida.

Devido as incertezas que surgiram na medição experimental da permeabilidade do conjunto de tecidos metálicos usado no protótipo, sugere-se que outros trabalhos experimentais sejam feitos.

Verifica-se na figura (V-8) que a temperatura do vapor calculada como proposto na metodologia de projeto é superior a temperatura real que ocorreu para a condição de projeto, ou seja, potência de aquecimento de 400 W. Pelo exposto conclui-se

que o cálculo feito com a metodologia proposta é conservador, podendo-se usá-lo no projeto de tubos de calor cilíndricos de temperatura moderada. Para projetar tubos de calor com condições de aquecimento e resfriamento diferentes das usadas neste trabalho, pode-se usar a metodologia de projeto proposta, devendo-se para tanto calcular os balanços de energia correspondentes, ou então usar as soluções apresentadas por SUN e TIEN⁹¹, se for o caso.

Pôde-se concluir que os gases não condensáveis, presentes no protótipo, penetraram no tubo por ocasião do processo de soldagem, pois esta foi executada com o tubo de enchimento desacoplado da bomba de vácuo. Para evitar este tipo de problema sugere-se que a soldagem seja feita com o tubo de enchimento ligado a bomba de vácuo.

Os processos físicos que ocorrem no interior do tubo de calor e influenciam o seu funcionamento durante o regime permanente, em geral, estão de acordo com as previsões qualitativas. Entretanto o mecanismo de evaporação que é suposto na interface líquido-vapor apresenta alguma controvérsia. Os modos de transferência de calor em meios porosos com fluidos de baixa condutividade térmica são incertos, necessitando-se de mais trabalhos experimentais para indicar se a condução no meio poroso é a principal forma de transferência de energia.

BIBLIOGRAFIA

1. WINTER, E.R.F. e BARSCH, W.O. The Heat pipe. Advances in Heat Transfer, 7: 219-320. 1970.
2. GROVER, G.M.; COTTER, T.P. e ERICKSON, G.F. Structures of very high thermal conductance. J. Applied Physics, 35: (6): 1990-1991. 1964.
3. FELDMAN, K.T. JR. e WHITING, G.H. The Heat pipe. Mechanical Engineering, 89(2): 30-33. 1967.
4. FELDMAN, K.T. JR. e WHITING, G.H. The Heat pipe and its potentialities. Engineers' Digest, 28(3): 85-86. 1967.
5. MORITZ, K.; SCHINDLER, M. e PRUSCHEK, R. Heat pipe. Chemie-Ingenieur - Technik, 39(1): 21-26. 1967.
6. EASTMAN, G.X. The Heat pipe. Scientific American, 218(5): 38-46. 1968.
7. TIEN, C.L. Fluid mechanics of heat pipes. Ann. Rev. Fluid Mechanics, 7: 167-185. 1975.
8. LUIKOV, A.V. e VASILEIV, L.L. Progress in heat pipe and porous heat exchanger technology. Int. J. Heat Mass Transfer, 18(2): 177-190. 1975.
9. KELLOW, M.A. (Hydro Quebec Institute of Research). Cooling of power cables by a closed-cycle evaporation - condensation process. IEEE PES Winter Meeting, New York, N.Y., Jan/30 - Feb. 4. 1977. Paper nº A77245-4.

10. IWATA, Z. e ICHIYANAGI, N. New local cooling method for underground power transmission by heat - pipe. IEEE Trans. Power Apparatus and Systems, 99(3): 1038-1046. 1980.
11. FELDMAN, K.T. E WHITING, G.H. Applications of the heat pipe. Mechanical Engineering, 90(10): 48-53. 1968.
12. BLISS, F.E et alii. Construction and test of a flexible heat pipe. ASME Paper N° 70-HT/SpT-13. 1970.
13. MILLER, P.L. e ROBERTS, R.E. Flexible heat pipe. ASHRAE Trans, 77(1): 78-83. 1971.
14. DUNN, P.D. e REAY, D.A. Heat pipes, Oxford, Pergamon Press, 1976. 299 p.
15. GROLL, M. Grundlagen und Auwendungen des Wärmerohrs. Naturwissensehaften, 67: 72-79. 1980.
16. CHI, S.W. Heat pipe theory and practice, New York, McGraw-Hill, 1976. xiv + 242 p.
17. THURMAN, J.L. e INGRAM, E.H. Application of heat pipe to reduce cryogenic boiloff in space. Journal of Spacecraft and Rockets, 6: 319-321. 1969.
18. EWALF, R. et alii. Flooding Phenomenon in a Cryogenic heat pipe with vertical countercurrent two-phase flow. 3rd International Cryogenic Engineering Conference, West Berlin, Germany. 1970.
19. PAULVIS, E. e LANG, S.B. Theoretical investigations of hydrogen, nitrogen, and oxigen homogeneous and annular

- wick heat pipes. ASME Winter Annual Meeting, Washington. Paper N° 71-WA/HT-13. 1971.
20. BRENNAN, P. et alii. Arterial and grooved cryogenic heat pipes. ASME Winter Annual Meeting, Washington. Paper N° 71-WA/HT-42. 1971.
21. ARMALY, B.F. e DUDHEKER, J. Experimental study of a nitrogen heat pipe. ASME Winter Annual Meeting, Washington. Paper N° 71-WA/HT-28. 1971.
22. VASILIEV, L.L. e KONEV, S.V. Heat-transfer apparatus (Heat pipe). Inzh-Fig. Zh., 20(3): 550-566. 1971.
23. GROLL, M. et alii. Performance and life tests of low temperature heat pipes. 4th International Congress of Chemical Engineering, Chemical Equipment Design and Automation, Praga. 1972.
24. GROLL, M. et alii. Parameters for the assessment of heat carriers in heat pipes. Chemie - Ingenieur-Technik, 41 (24): 1294-1300. 1969.
25. JOY, P. Optimum cryogenic heat-pipe design. ASME. Paper N° 70-HT/SpT-7 Meeting June 21-24. 1970.
26. DeMICHELE, D.W. e DAVIS, M.V. Vapor transport limits of liquid metal heat pipes. Nuclear Technology, 15(3): 366-383. 1972.
27. DEVERALL, J.E. Mercury as a heat-pipe fluid. ASME, Space Technology and Heat Transfer Conference, Los Angeles, June 21-24. 1970.

28. POLASEK, F. e STULC, P. Heat pipes for the temperature range from 200°C a 600°C. 2nd International Heat Pipe Conference, Bologna (Itália), 2: 711-732. 1976.
29. DUNN, P.D. e REAY, D.A. Appendix 9 - Review of 2nd International Heat Pipe Conference. Heat Pipes. Pergamon Press. 1976.
30. ASSELMAN, G.A.A. e GREEN, D.B. Heat pipes - operation and characteristics. Philips Tech. Rev., 33(4): 104-113. 1973.
31. FELDMAN, K.T. e WHITLOW, G.L. Experiments with a two-fluid heat pipe. AIChE, 5th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference. 1969.
32. TIEN, C.L. e ROHANI, A.R. Theory of two-component heat pipes. J. Heat Transfer, 94(4): 479-484. 1972.
33. MORITZ, K. e PRUSCHEK, R. Grenzend des energietransports in wärmerohren. Chemie-Ing. - Techn, 41(1): 36-37. 1969.
34. MORITZ, K. Ein wärmerohr neuer bauart - das gewinde-aeterien wärmerohr. Chemie-Ing. - Techn., 41(1): 37-40. 1969.
35. RAJAKUMAR, A. e KRISHNASWANY, P.R. Experimental frequency domain dynamics of heat pipes. Int. J. Heat Mass Transfer, 21(10): 1333-1340. 1978.
36. PHILLIPS, E.C. Low-temperature heat pipe research program. McDonnell - Douglas Astronautics Co., Santa Monica, California (NASA-CR-66792, DAC - 63366).

37. EGGERS, P.E. et alii. Development of high thermal power density ammonia heat pipes. ASME Winter Annual Meeting, Washington. Paper N° 71 WA/HT - 20. 1971.
38. CHISHOLM, D. Heat pipes with header and artery systems. Int. J. Heat Mass Transfer, 21(9): 1207-1212. 1978.
39. FINLAY, I.C. Manufacture and performance of a water filled heat pipe with a sintered copper wick. 2nd Int. Heat Pipe Conf., Bologna (Italy), 1: 93-101. 1976.
40. COSGROVE, J.H.; FERREL, J.K. e CARNESALE, A. Operating characteristics of capillarity - limited heat pipes. J. Nuclear Energy, 21(7): 547-558. 1967.
41. COSTELLO, C.P. e REDEKER, E.R. Boiling heat transfer and maximum heat flux for a surface with coolant supplied by capillary wicking. Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., 59(41): 104-113. 1963.
42. NISSAN, A.H. et aliii. Heat transfer in porous media containing a volatile liquid. Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., 59(41): 114-121. 1963.
43. CARSLAW, H.S. e JAEGER, J.C. Conduction of heat in solids, Oxford, Clarendon Press, 1959. p.136.
44. FERRELL, J.K. e ALLEAVICH, J. Vaporization heat transfer in capillary wick structures. Chem. Eng. Prog. Symp. Serv., 72(102): 82-91. 1970.
45. SINGH, B.S. et alii. Experimental study of the effective thermal conductivity of liquid saturated sintered fiber metal wicks. Int. J. Heat Mass Transfer, 16: 145-155. 1973.

46. HILL, F.B. e WILHELM, R.H. Radiative and conductive heat transfer in quiescent gas solid beds: theory and experiment. AICHE J, 5: 486. 1959.
47. WADDAMS, A.L. Flow of heat through granular materials. J. Soc. Chem. Ind. Lond., 63: 486. 1944.
48. GORRING, R.L. e CHURCHILL, S.W. Thermal conductivity of heterogeneous materials. Chem. Eng. Prog., 57(7): 53-59. 1961.
49. ABHAT, A. e SEBAN, R.A. Boiling and evaporation from heat pipe wicks with water and acetone. J. Heat Transfer, 96(3): 331-337. 1974.
50. HASEGAWA, S. et alii. Boiling characteristics and burnout phenomena on heating surface covered with woven screens. J. Nuclear Science Technology, 12(11): 722-724. 1975.
51. ASAKAVICIUS, J.P. et alii. Heat transfer from freon-113, ethyl alcohol and water with screen wicks. Heat Trans. Sov. Res., 11(1): 92-100. 1979.
52. TOLUBINSKY, V.I. et alii. Heat transfer in the heating zone of low-temperature heat pipes. AIAA Journal, 17(12): 1390-1394. 1979.
53. BUSSE, C.A. Theory of the ultimate heat transfer limit of cylindrical heat pipes. Int. J. Heat Mass Transfer, 16: 169-186. 1973.
54. TIEN, C.L. e ROHANI, A.R. Analysis of the effects of vapor pressure drop on heat pipe performance. Int. J.

- Heat Mass Transfer, 17: 61-67. 1974.
55. LEVY, E.K. Theoretical investigation of heat pipes operating at low vapor pressure. J. Eng. Ind., 90: 547-552. 1968.
56. KEMME, J.E. Ultimate heat-pipe performance. IEEE Transaction on Electron Devices, 16: 717-723. 1969.
57. DEVERALL, J.E. et alii. Sonic limitations and startup problems of heat pipes. Los Alamos Scientific Laboratory, Rept. N° LA-4578. 1970.
58. LEVY, E.K. e CHOU, S.F. The Sonic limit in sodium heat pipes. J. Heat Transfer, 95(2): 218-223. 1973.
59. TIEN, C.L. e CHUNG, K.S. Entrainment limits in heat pipes. AIAA Journal, 17(6): 643-646. 1979.
60. BUSSE, C.A. e KEMME, J.E. Dry-out phenomena in gravity-assist heat pipes with capillary flow. Int. J. Heat Mass Transfer, 23: 646-654. 1980.
61. MARTINET, J. Les Caloducs et leurs applications. Rev. Gen. Therm. Fr., (192): 865-880. 1977.
62. CHUNG, K.R. Some experiments on screen wick dry-out limits. J. Heat Transfer, 94(1): 46-51. 1972.
63. SILVERSTEIN, C.C. Surface heat flux for incipient boiling in liquid metal heat pipes. Nuclear Technology, 12(1): 56-62. 1971.

64. TIEN, C.L. e SUN, K.H. Thermal performance characteristics of heat pipes. Int. J. Heat Mass Transfer, 18(3): 363-380. 1975.
65. TIEN, C.L. e SUN, K.H. Minimum meniscus radius of heat pipe wicking materials. Int. J. Heat Mass Transfer, 15(11): 1853-1855. 1971.
66. YIP, F.C. Design parameter for assessing wicking capabilities of heat pipes. J. Spacecraft, 13(4): 237-243. 1976.
67. FAIRES, V.M. Thermodynamics, New York, Macmillan, 1957, p.275.
68. SCHEIDEGGER, A.E. The Physics of flow through porous media, Londres, Toronto Press. 1963. ix + 313 p.
69. BEAR. Dynamics of fluids in porous media, Elsevier, 1972.
70. GROLL, M. e ZIMMERMANN, P. Das Maximale wärmetransportvermögen optimal ausgelegter wärmerohre. Chemie - Ing. - Techn., 42(15): 977-981. 1980.
71. ASSELMAN, E.A.A. e GREEN, D.B. Heat pipes - Applications. Philips Tech. Rev., 33(5): 138-148. 1973.
72. CARLSON, E.A. e HOFFMANN, M.A. Heat pipes in the magnetic-field environment of a fusion reactor. J. Heat Transfer, 94(3): 282-288. 1972.
73. STREB, A.J. Heat pipes cool gear in restricted spaces. Electronics, (12): 114-117. 1974.

74. GROLL, M. et alii. Heat pipes for cooling of an electric motor. J. Energy, 2(6): 363-367. 1978.
75. ARCELLA, F.G. Development and test of a 242-kV, 4-kA heat pipe-cooled apparatus bushing. Westinghouse Electric Corporation. EL-1246. Research Project 565-1. 1979. EPRI.
76. FELDMAN, K.T. e LU, D.C. Heat pipe heat exchanger design considerations. 11th IECEC, 887-892. 1976.
77. REAY, D.A. Heat pipe heat exchangers - current status and development potential. The Heating and Ventilating Engineer, Dezembro, 8-14. 1978.
78. EUSTACE, V.A. Energy transfer using heat pumps and heat pipes. Engineering, 978-883. Set. 1980.
79. MAHDJURI, F. Evacuated heat pipe solar collector, Energy Conversion, 19(2): 85-90. 1979.
80. KAUFMAN, W.B. e TOWER, L.K. Evaluacation of commercially available spacecraft - tupe heat pipes. J. Spacecraft, 16(2): 98-103. 1979.
81. COTTER, T.P. Theory of heat pipes. Los Alamos Scientific Laboratory, NOvo Mēxico, 1965. LA-3246-MS 37p.
82. ROHSENOW, W.M. e HARTNETT, J.P. Handbook of heat transfer New York, McGraw-Hill, 1973. Seção 13.
83. ESKINAZI, S. Vector mechanics of fluids and magneto fluids, New York, Academic Press, 1967. 499p., p. 32 e 116.

84. BIRD, R.B. et alii. Transport phenomena, New York, Wiley, 1960. p.78.
85. YUAN, S.W. e FINKELSTEIN, A.B. Laminar pipe flow with injection and suction through a porous wall. J. Heat Transfer, 78: 719-724. 1956.
86. KNIGHT, B.W. e MCINTEER, B.B. Laminar incompressible flow in channels with porous walls. LADC-5309.
87. BUSSE, C.A. Pressure Drop in the vapor phase of long heat pipes. Thermionic Conversion Specialist Conference. 1967. p. 391-398.
88. BANKSTON, C.A. e SMITH, H.J. Vapor flow in cylindrical heat pipes. J. Heat Transfer, 95: 371-376. 1973.
89. van OOIJEN, H. e HOOGENDOORN, C.J. Vapor flow calculations in a flat-plate heat pipes. AIAA Journal, 17(11): 1251-1259. 1979.
90. MURCIA, N. et al. Combined liquid vapor flow in cylindrical heat pipes with modified internal geometry. Proceedings of the IVth Inter. Heat Pipe Conference, Londres, Pergamon Press, 1981. 349-358.
91. SUN, K.H. e TIEN, C.L. Simple conduction model for theoretical steady-state heat pipe performance. AIAA Journal, 10(8): 1051-1057. 1972.
92. MAKAROV, V.I. et al. The Mechanism of the start-up of high temperature heat pipes. Proceedings of the IVth. Inter. Heat Pipe Conference, Londres, Pergamon Press, 1981. 261-278.

93. COLWELL, G.T. Transient heat pipe operation in the near critical region. Proceedings of the IVth Inter. Heat Pipe Conference, Londres, Pergamon Press, 1981. 289-296.
94. IVANOVSKII, M.N. et. al. The Physical principles of heat pipes, New York, Oxford University Press, 1982. x + 262p.
95. BOYCE, W.E. e DIPRIMA, R.C. Elementary differential equations and boundary value problems, New York, Wiley Edition, 1969. p.117.
96. ASME BOILER AND PRESSURE VESSEL COMMITTEE. Section VIII Rules for Construction of Pressure Vessels-Division I, New York, ASME, 1977. xix + 505p.
97. SOLBERG, H.L.; HAWKINS, G.A. e CHEN, C.Y. Heat transfer in annuli. Transactions ASME, 68(2): 99-106. 1946.
98. KREITH, F. e KREIDER, J.F. Principles of solar engineering, New York, McGraw-Hill, 1978. 698 p.
99. ASM. Metals handbook, vol.1 properties and selection of metals, 8th ed., Ohio, 1975. 10272p.
100. WELTY, J.R. et alii. Fundamentals of momentum, heat, and mass transfer, 2nd ed., New York, John Wiley, 1976. 730 p.
101. ASTM Method E 220. Standard method for calibration of thermocouples by comparison techniques, 1979 Annual Book of ASTM Standards, Part 44. p.605.

102. HANDY e HARMAN. The Brazing book, New York, Handy & Harman, 1977. p.9.
103. DELIL, A.A.M. Theory and design of conventional heat pipes for space applications, Amsterdam, National Aerospace Laboratory (NLR), 1977, p. App. B5.
104. ACTON, A. Correlating equations for the properties of metal-felt wicks. Proceedings of the IVth Inter. Heat Pipe Conference, Londres, Pergamon Press, 1981. p. 279-288.

APÊNDICE A

DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO NA FASE LÍQUIDA DO FLUIDO DE TRABALHO NO INTERIOR DO TUBO DE CALOR SOB A AÇÃO DO CAMPO GRAVITACIONAL

Considerando-se que o líquido no interior do tubo de calor preencha todos os poros da estrutura capilar, pode-se afirmar que a pressão do líquido no ponto genérico B' de coordenadas (z, ϕ) indicado na figura (A-1) é $P_{\ell}^*(z, \phi)$, ou seja:

$$P^*(z, \phi) = P_{A'}^* + \rho_{\ell} g (Y_1 + Y_2) \quad (A-1)$$

onde:

$P_{A'}^*$ = pressão do líquido no ponto mais elevado da estrutura capilar.

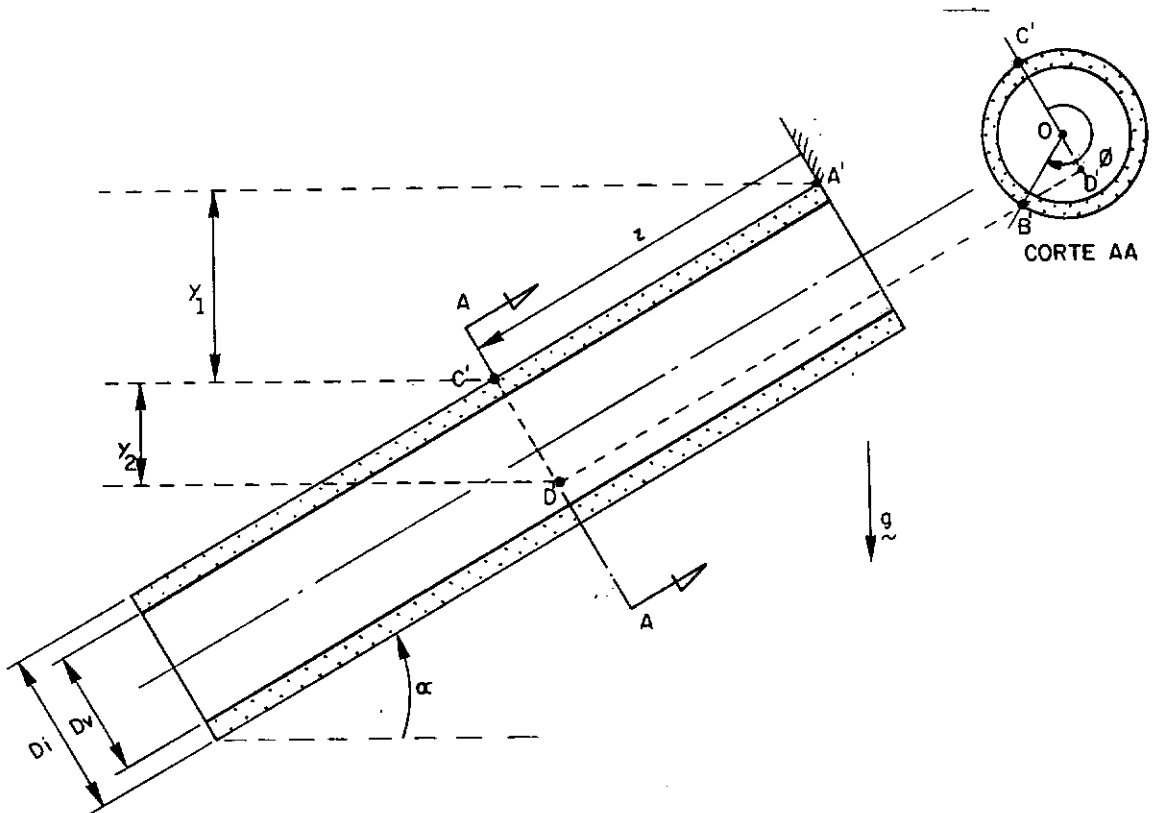


Figura A-1 - Estrutura capilar

O ponto A' tem coordenadas (0,0) tal que $P_{A'}^* = P_{\ell}^* (0,0)$.

O segmento Y_1 é obtido pela projeção da coordenada z na direção vertical, isto é:

$$Y_1 = z \sin \alpha \quad (A-2)$$

onde,

α = inclinação do tubo de calor em relação à horizontal.

O segmento Y_2 é obtido pela projeção do segmento $\overline{C'D'}$ na direção vertical, tal que:

$$Y_2 = \overline{C'D'} \cos \alpha \quad (A-3)$$

O valor $\overline{C'D'}$ é obtido no desenho da seção transversal. Assim, tem-se:

$$\overline{C'D'} = \overline{C'O} - \overline{OB'} \cos \phi \quad (A-4)$$

Como $\overline{C'O} = \overline{OB'} = Di/2$, conclui-se que:

$$\overline{C'D'} = Di/2 (1 - \cos \phi)$$

Logo, vem que:

$$Y_2 = Di/2 (1 - \cos \phi) \cos \alpha \quad (A-5)$$

Finalmente:

$$P_{\ell}^*(z, \phi) = P_{\ell}^*(0, 0) + \rho_{\ell} g \left\{ z \sin \alpha + \frac{D_i}{2} (1 - \cos \phi) \cos \alpha \right\} \quad (A-6)$$

APÊNDICE B

BALANÇO DE ENERGIA NO TUBO DE CALOR

B.1 - HIPÓTESES

O balanço de energia é feito considerando-se o sistema de coordenadas indicado na figura (B-1) e as seguintes hipóteses:

1. O regime de operação é permanente;
2. Não há armazenamento de energia e massa ao longo do tubo de calor durante o regime permanente;
3. A queda de temperatura na direção radial através da parede do tubo é desprezível;
4. A transferência de calor entre o evaporador e o condensador se faz apenas por condução axial de calor através da parede do tubo e por mudança de fase do fluido de trabalho;
5. Considera-se que a estrutura capilar esteja saturada com fluido de trabalho em todas as regiões do tubo de calor;
6. A transferência de calor através da estrutura capilar se faz por condução de calor e apenas na direção radial;
7. O fluxo de calor cedido à região do evaporador é uniforme ao longo do seu comprimento;
8. O resfriamento do tubo de calor no condensador é feito em contra-corrente em relação ao escoamento de vapor;

9. O fluxo de calor retirado no condensador é uniforme ao longo do seu comprimento;
10. A temperatura do vapor é constante no interior do tubo de calor;
11. O tubo de calor é cilíndrico;
12. Não há fluxo de calor através das extremidades;
13. Considera-se que o coeficiente de película do fluido de resfriamento é constante no interior do condensador.

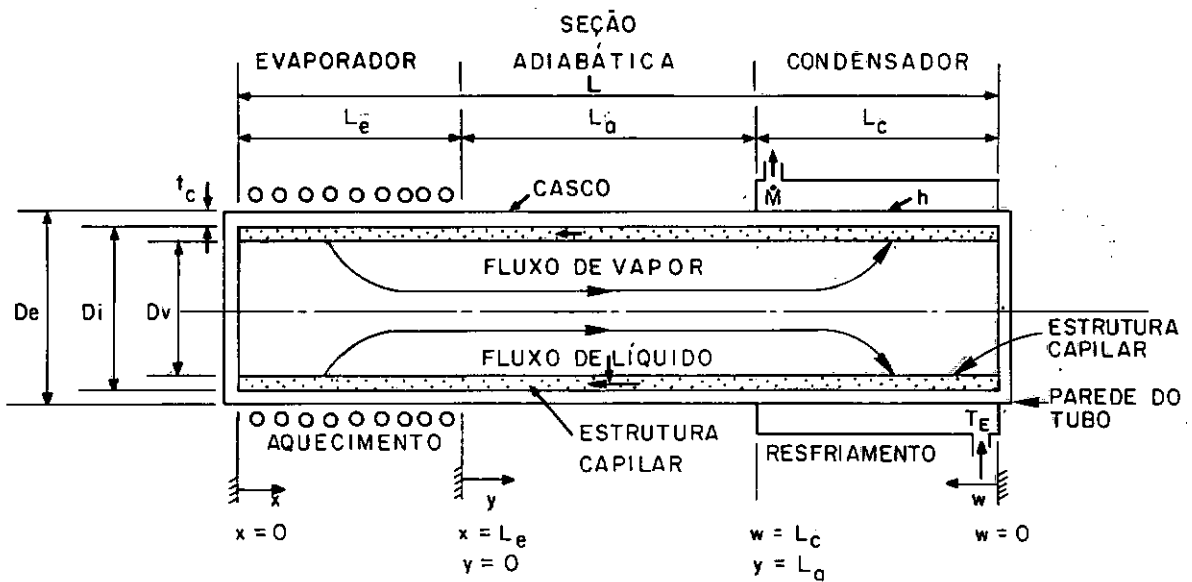


Figura B-1 - Sistema de coordenadas

B.2 - BALANÇO DE ENERGIA NO EVAPORADOR

Considerando-se um anel inifinitesimal em uma posição genérica x de espessura dx como indicado na figura (B-2) e lembrando que o calor flui através da parede do tubo, no sentido da esquerda para a direita, conclui-se que:

$$\left[\begin{array}{c} \text{Quantidade de calor} \\ \text{entrando no anel} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Quantidade de calor} \\ \text{saindo do anel} \end{array} \right] \quad (\text{B-1})$$

ou

$$\begin{aligned} -A_t k_t \frac{dT_{pe}}{dx} \Big|_x + \frac{Q}{L_e} dx = -A_t k_t \frac{dT_{pe}}{dx} \Big|_{x+dx} + \\ + \frac{2\pi k_e (T_{pe}(x) - T_s) dx}{\ln (D_i/D_v)} \end{aligned} \quad (\text{B-2})$$

onde,

A_t = área da seção transversal do tubo.

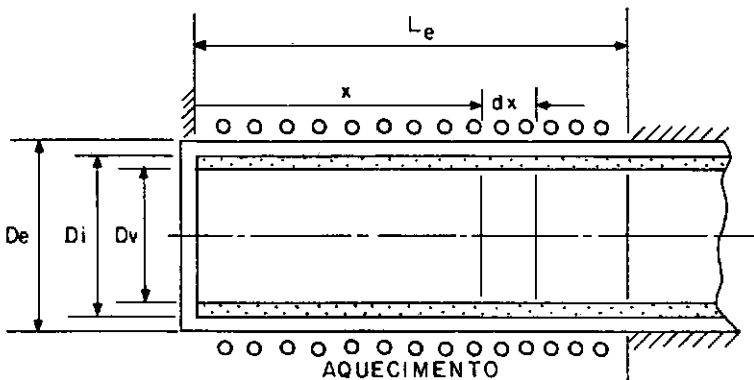


Figura B-2 - Região do evaporador

Logo,

$$\frac{Q}{L_e} dx = -A_t k_t \left(\frac{dT_{pe}}{dx} \Big|_{x+dx} - \frac{dT_{pe}}{dx} \Big|_x \right) + \frac{(T_{pe}(x) - T_s) dx}{(1/2\pi k_e) \ln (Di/Dv)} \quad (B-3)$$

No limite, quando dx tende a zero, tem-se:

$$\frac{Q}{L_e} = -A_t k_t \frac{d^2 T_{pe}(x)}{dx^2} + \frac{(T_{pe}(x) - T_s)}{(1/2\pi k_e) \ln (Di/Dv)} \quad (B-4)$$

Lembrando que,

$$A_t = \frac{\pi(De^2 - Di^2)}{4}$$

Tem-se,

$$-\frac{\pi(De^2 - Di^2)}{4} \frac{L_e k_t}{Q} \frac{d^2(T_{pe}(x) - T_s)}{dx^2} + \frac{(T_{pe}(x) - T_s)}{(Q/2\pi L_e k_e) \ln (Di/Dv)} = 1 \quad (B-5)$$

ou

$$-\frac{(De^2 - Di^2) k_t \ln (Di/Dv)}{8 k_e} \frac{d^2 \left(\frac{(T_{pe}(x) - T_s)}{(Q/2\pi L_e k_e) \ln (Di/Dv)} \right)}{dx^2} + \frac{(T_{pe}(x) - T_s)}{(Q/2\pi L_e k_e) \ln (Di/Dv)} = 1 \quad (B-6)$$

A equação (B-6) pode ser adimensionalizada com os seguintes parâmetros:

$$\eta \equiv \frac{x}{L}$$

$$\theta_e(\eta) \equiv \frac{T_{pe}(x) - T_s}{(Q/2\pi L_e k_e) \ln(Di/Dv)}$$

$$M \equiv \left| \frac{8 k_e L^2}{k_t (De^2 - Di^2) \ln(Di/Dv)} \right|^{1/2}$$

Após a adimensionalização obtêm-se:

$$\theta_e''(\eta) - M^2 \theta_e(\eta) = -M^2 \quad (B-7)$$

A expressão (B-7) é uma equação diferencial linear de segunda ordem não-homogênea. As duas condições de contorno necessárias para a sua solução são obtidas com:

1. Condição de isolamento térmico na extremidade do evaporador em $x = 0$, ou seja,

$$\frac{dT_{pe}(x)}{dx} = 0 \quad \text{em} \quad x = 0$$

Após a adimensionalização obtêm-se:

$$\theta_e'(\eta) = 0 \quad \text{em} \quad \eta = 0 \quad (B-8)$$

2. Temperatura da parede na união entre o evaporador e a seção adiabática é T_{p1} , ou seja,

$$T_{pe}(x) = T_{p1} \quad \text{em} \quad x = L_e$$

Após adimensionalização obtêm-se:

$$\theta_e(\eta) = \theta_1 \quad \text{em} \quad \eta = \eta_e \quad (B-9)$$

onde,

$$\theta_1 = \frac{T_{p1} - T_s}{(Q/2\pi L_e k_e) \ln (D_i/D_v)}$$

Em resumo, o balanço de energia na região do evaporador conduz a:

$$\theta_e''(\eta) - M^2 \theta_e(\eta) + M^2 = 0 \quad (B-7)$$

$$\theta_e'(0) = 0 \quad (B-8)$$

$$\theta_e(\eta_e) = \theta_1 \quad (B-9)$$

A solução da equação (B-7) obtida pelo método dos coeficientes a determinar ¹⁹ é igual à equação (III-17) e dada para o intervalo de $0 \leq \eta \leq \eta_e$ por:

$$\theta_e(\eta) = 1 + (\theta_1 - 1) \cosh M\eta / \cosh M\eta_e$$

B.3 - BALANÇO DE ENERGIA NA REGIÃO DO CONDENSADOR

Considerando-se um anel infinitesimal em uma posição genérica w de espessura dw como indicado na figura (B-3) e lembrando que o calor flui através da parede do tubo, no sentido da esquerda para a direita, conclui-se que:

$$\left[\begin{array}{c} \text{Quantidade de calor} \\ \text{entrando no anel} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Quantidade de calor} \\ \text{saindo do anel} \end{array} \right] \quad (\text{B-1})$$

ou,

$$A_t k_t \left. \frac{dT_{pe}}{dw} \right|_{w+dw} + \frac{2\pi k_e (T_s - T_{pc}(w)) dw}{\ln(Di/Dv)} = A_t k_t \left. \frac{dT_{pc}}{dw} \right|_w + \frac{Q}{L_c} dw \quad (\text{B-10})$$

Logo,

$$A_t k_t \left(\left. \frac{dT_{pc}}{dw} \right|_{w+dw} - \left. \frac{dT_{pc}}{dw} \right|_w \right) - \frac{(T_{pc}(w) - T_s) dw}{(1/2\pi k_e) \ln(Di/Dv)} = \frac{Q}{L_c} dw$$

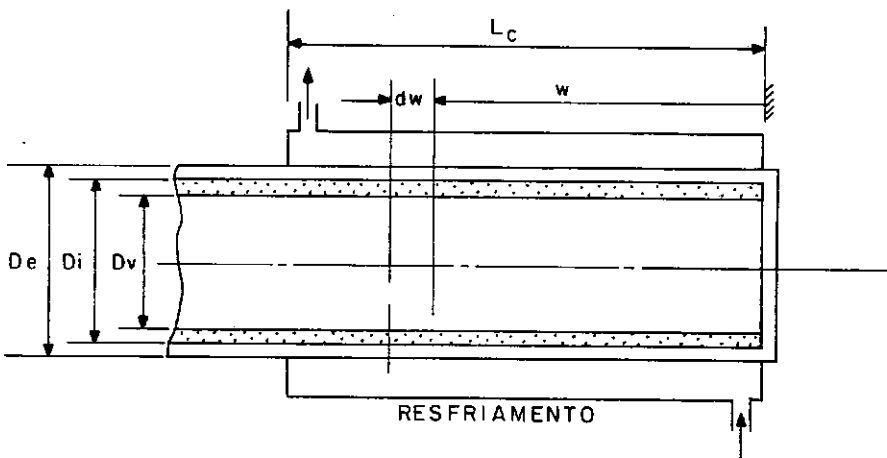


Figura B-3 - Região do condensador

No limite quando \underline{dw} tende a zero tem-se:

$$A_t k_t \frac{d^2 T_{pc}}{dw^2} - \frac{(T_{pc}(w) - T_s)}{(1/2\pi k_e) \ln (Di/Dv)} = \frac{Q}{L_c} \quad (B-11)$$

Como,

$$A_t = \frac{\pi(De^2 - Di^2)}{4}$$

tem-se,

$$\frac{\pi(De^2 - Di^2)}{4} \frac{k_t}{Q} \frac{d^2(T_{pc}(w) - T_s)}{dw^2} - \frac{(T_{pc}(w) - T_s)}{(Q/2\pi k_e) \ln (Di/Dv)} = \frac{1}{L_c} \quad (B-12)$$

ou

$$\frac{(De^2 - Di^2) k_t \ln (Di/Dv)}{8 k_e} \frac{d^2 \left(\frac{(T_{pc}(w) - T_s)}{(Q/2\pi L_e k_e) \ln (Di/Dv)} \right)}{dw^2} - \frac{(T_{pc}(w) - T_s)}{(Q/2\pi L_e k_e) \ln (Di/Dv)} = \frac{L_e}{L_c} \quad (B-13)$$

A equação (B-13) pode ser adimensionalizada com os seguintes parâmetros:

$$\xi \equiv \frac{w}{L}$$

$$\theta_c(\xi) \equiv \frac{T_{pc}(w) - T_s}{(Q/2\pi L_e k_e) \ln (Di/Dv)}$$

Após a adimensionalização obtêm-se:

$$\theta_c''(\xi) - M^2 \theta_c(\xi) = M^2 \frac{\eta_e}{\xi_c} \quad (B-14)$$

A expressão (B-14) é uma equação diferencial linear de segunda ordem não-homogênea. As duas condições de contorno necessárias para a sua solução são obtidas com:

1. Condição de isolamento térmico na extremidade do condensador em $w = 0$, ou seja,

$$\frac{dT_{pc}(w)}{dw} = 0 \quad \text{em} \quad w = 0$$

Após a adimensionalização obtêm-se:

$$\theta_c'(\xi) = 0 \quad \text{em} \quad \xi = 0 \quad (B-15)$$

2. A temperatura da parede na união entre o condensador e a seção adiabática é t_{p2} , ou seja,

$$T_{pc}(w) = T_{p2} \quad \text{em} \quad w = L_c$$

Após a adimensionalização obtêm-se:

$$\theta_c(\xi) = \theta_2 \quad \text{em} \quad \xi = \xi_c \quad (B-16)$$

onde,

$$\theta_2 \equiv \frac{T_{p2} - T_s}{(Q/2\pi L_e k_e) \ln (D_i/D_v)}$$

Em resumo, o balanço de energia na região do condensador conduz a:

$$\theta_c''(\xi) - M^2 \theta_c(\xi) - M^2 \frac{\eta_e}{\xi_c} = 0 \quad (B-14)$$

$$\theta_c'(0) = 0 \quad (B-15)$$

$$\theta_c(\xi_c) = \theta_2 \quad (B-16)$$

A solução da equação (B-14) obtida pelo método dos coeficientes a determinar ¹⁹ é igual à equação (III-23) e dada para o intervalo de $0 \leq \xi \leq \xi_c$ por:

$$\theta_c(\xi) = -\frac{\eta_e}{\xi_c} + \left(\frac{\eta_e}{\xi_c} + \theta_2 \right) \cosh M\xi / \cosh M \xi_c$$

No limite, quando dy tende a zero, tem-se:

$$A_t k_t \frac{d^2 T_{pa}}{dy^2} - \frac{(T_{pa}(y) - T_s)}{(1/2\pi k_e) \ln (Di/Dv)} = 0 \quad (B-19)$$

Como,

$$A_t = \frac{\pi(De^2 - Di^2)}{4}$$

tem-se,

$$\frac{\pi(De^2 - Di^2) k_t}{4} \frac{d^2 (T_{pa}(y) - T_s)}{dy^2} - \frac{(T_{pa}(y) - T_s)}{(1/2\pi k_e) \ln (Di/Dv)} = 0 \quad (B-20)$$

ou

$$\frac{(De^2 - Di^2) k_t \ln (Di/Dv)}{8 k_e} \frac{d^2 \left(\frac{(T_{pa}(y) - T_s)}{(Q/2\pi L_e k_e) \ln (Di/Dv)} \right)}{dy} - \frac{T_{pa}(y) - T_s}{(Q/2\pi L_e k_e) \ln (Di/Dv)} = 0 \quad (B-21)$$

A equação (B-21) pode ser adimensionalizada com os seguintes parâmetros:

$$\beta \equiv \frac{y}{L}$$

$$\theta_a(\beta) \equiv \frac{T_{pa}(y) - T_s}{(Q/2\pi L_e k_e) \ln (Di/Dv)}$$

Após a adimensionalização obtêm-se:

$$\theta_a''(\beta) - M^2 \theta_a(\beta) = 0 \quad (B-22)$$

A expressão (B-22) é uma equação diferencial linear de segunda ordem homogênea. As duas condições de contorno necessárias para a solução da equação (B-22) são obtidas com:

1. Continuidade da temperatura na união da região do evaporador com a seção adiabática em $y = 0$, ou seja,

$$T_{pa}(y) = T_{p1} \quad \text{em} \quad y = 0$$

Após a adimensionalização obtêm-se:

$$\theta_a(\beta) = \theta_1 \quad \text{em} \quad \beta = 0 \quad (B-23)$$

2. Continuidade da temperatura na união da seção adiabática com a região do condensador em $y = L_a$, ou seja,

$$T_{pa}(y) = T_{p2} \quad \text{em} \quad y = L_a$$

Após a adimensionalização obtêm-se:

$$\theta_a(\beta) = \theta_2 \quad \text{em} \quad \beta = \beta_a \quad (B-24)$$

Em resumo, o balanço de energia na seção adiabática conduz a

$$\theta_a''(\beta) - M^2 \theta_a(\beta) = 0 \quad (B-22)$$

$$\theta_a(0) = \theta_1 \quad (B-23)$$

$$\theta_a(\beta_a) = \theta_2 \quad (B-24)$$

A solução da equação (B-22) é igual à equação (III-20) e dada para o intervalo de $0 \leq \beta \leq \beta_a$ por:

$$\theta_a(\beta) = \theta_1 \cosh M\beta + (\theta_2 - \theta_1 \cosh M\beta_a) \sinh M\beta / \sinh M\beta_a$$

B.5 - CÁLCULO DA TEMPERATURA DE SATURAÇÃO DO VAPOR

Considera-se que o fluido de resfriamento entra no condensador à temperatura T_E e à vazão \dot{M} .

O balanço de energia entre duas seções do condensador w e $(w + dw)$, como indicado na figura (B-5), fornece:

$$\dot{M} c_p (T_f(w + dw) - T_f(w)) = \frac{Q}{L_c} dw$$

ou

$$\frac{dT_f(w)}{dw} = \frac{Q}{\dot{M} c_p L_c}$$

Logo

$$T_f(w) - T_E = \frac{Q}{\dot{M} c_p L_c} w \quad (B-25)$$

onde,

$T_f(w)$ = temperatura do fluido de resfriamento em uma posição genérica w

c_p = calor específico do fluido de resfriamento à pressão constante.

O calor é transferido da parede do tubo de calor para o fluido de resfriamento por convecção, ou seja:

$$Q = \int_0^{L_c} h (T_{pc}(w) - T_f(w)) \pi D_e dw$$

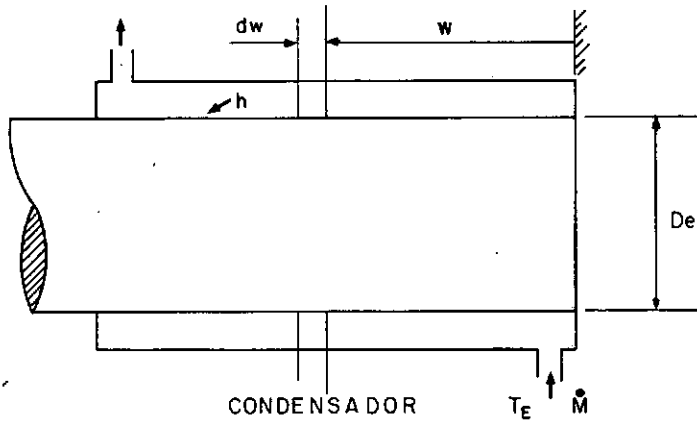


Figura B-5

Usando-se a equação (B-25) obtém-se:

$$Q + \frac{h Q \pi De L_c}{2 \dot{M} c_p} = \int_0^{L_c} h(T_{pc}(w) - T_E) \pi De dw \quad (B-26)$$

Lembrando que,

$$\theta_c(\xi) \equiv \frac{T_{pc}(w) - T_s}{(Q/2\pi L_e k_e) \ln(Di/Dv)}; \quad \xi \equiv \frac{w}{L}; \quad \eta_e \equiv \frac{L_e}{L}$$

e definindo,

$$\theta_E \equiv \frac{T_s - T_E}{(Q/2\pi L_e k_e) \ln(Di/Dv)} \quad (B-27)$$

Conclui-se que a equação (B-26) torna-se:

$$\frac{2 \eta_e k_e}{h De \ln(Di/Dv)} + \frac{\pi \eta_e k_e L_c}{\dot{M} c_p \ln(Di/Dv)} = \int_0^{\xi_c} \theta_c(\xi) d\xi + \theta_E \xi_c$$

Definindo-se os parâmetros adimensionais:

$$Bi \equiv \frac{h De}{2 k_e} \ln (Di/Dv)$$

e

$$\Omega \equiv \frac{\dot{M} c_p}{\pi k_e L_c} \ln (Di/Dv)$$

obtêm-se a equação (B-26) na forma adimensional:

$$\frac{\eta_e}{Bi} + \frac{\eta_e}{\Omega} = \int_0^{\xi_c} \theta_c(\xi) d\xi + \theta_E \xi_c \quad (B-28)$$

Substituindo a expressão de $\theta_c(\xi)$ dada pela equação (III-23) na equação (B-28), conclui-se que:

$$\theta_E = \frac{\eta_e}{\xi_c} \left(1 + \frac{1}{Bi} + \frac{1}{\Omega} \right) - \left(\theta_2 + \frac{\eta_e}{\xi_c} \right) \frac{\gamma_2}{\xi_c M} \quad (B-29)$$

onde,

$$\gamma_2 = \tanh M\xi_c$$

Pela equação (B-29) conclui-se que a temperatura adimensional θ_E é função de vários parâmetros adimensionais previamente determinados, como indicado na equação (B-30). Assim, com a equação (B-29) pode-se calcular θ_E . Com a equação (B-27) calcula-se finalmente T_s .

$$\theta_E = \theta_E(\eta_e, \xi_c, Bi, \Omega, \theta_2, M) \quad (B-30)$$

APÊNDICE C

DIMENSIONAMENTO TÉRMICO E MECÂNICO DO PROTÓTIPO

C.1 - CARACTERÍSTICAS DO PROTÓTIPO

Capacidade máxima de transferência de calor (Q) - 400 W

Comprimento do evaporador (L_e) - 300 mm

Comprimento da seção adiabática (L_a) - 400 mm

Comprimento do condensador (L_c) - 300 mm

Comprimento total (L) - 1000 mm

Diâmetro externo do tubo - 25,4 mm

Faixa de temperatura de operação - 20 a 200°C

C.2 - ESCOLHA DO FLUIDO DE TRABALHO, DO MATERIAL DO CASCO E DA ESTRUTURA CAPILAR

O fluido de trabalho mais adequado para atender à faixa de temperatura de operação do tubo de calor em questão é a água.

Para o casco cilíndrico foi escolhido como material a liga de cobre de especificação SAE CA 122, devido à sua compatibilidade com o fluido de trabalho. O tubo comercial selecionado para o casco tem as seguintes características:

forma - cilíndrica

material - cobre recozido

especificação - SAE CA 122

diâmetro externo - 25,4 mm

diâmetro interno - 23,8 mm

processo de fabricação - tubo sem costura

A estrutura capilar adotada é do tipo composta obtida de tecidos metálicos de bronze fosforoso, compatível com o fluido de trabalho. As características dos tecidos metálicos são:

Malha 50 -

textura - unida

material - bronze fosforoso

especificação - ASTM B 159 liga A

abertura da malha - 0,38 mm

diâmetro do fio - 0,18 mm

comprimento - 1.000 mm

largura - 300 mm

finalidade - reduzir a queda de pressão entre o condensador e o evaporador

Malha 250 -

textura - unida

material - bronze fosforoso

especificação - ASTM B 159 liga A

abertura da malha - 0,061 mm

diâmetro do fio - 0,05 mm

finalidade - aumentar o bombeamento capilar entre o condensador e o evaporador

C.3 - MÉTODO DE CÁLCULO TEÓRICO

Os dimensionamentos térmico e mecânico do tubo de calor são dependentes um do outro. Os cálculos são feitos por tentativas, inicialmente, arbitra-se as dimensões do tubo e a temperatura de saturação de vapor do fluido de trabalho (T_s). Com esses dados e usando a teoria apresentada no capítulo (III), verifica-se o valor arbitrado para a temperatura T_s . Depois calcula-se os limites operacionais e, finalmente, através do projeto mecânico verifica-se as dimensões arbitradas para o casco.

MEMÓRIA DE CÁLCULO

- Características do meio de resfriamento do condensador

O condensador é do tipo duplo tubo; a água, usada para o resfriamento, escoar na região anelar em contra-corrente em relação ao escoamento do vapor no tubo de calor interno e entra no condensador à temperatura (T_E) de 50°C com uma vazão mássica (\dot{M}) de $9,992 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$.

Considera-se que o coeficiente de película (h), relativo à água de resfriamento no condensador (na região anelar), é constante e sua avaliação é feita à temperatura média aritmética (T_m) entre as temperaturas de entrada (T_E) e saída (T_O).

O balanço de energia entre a entrada e a saída da água de resfriamento no condensador conduz à:

$$Q = \dot{M} c_p (T_o - T_E)$$

com,

$$Q = 400 \text{ W}$$

$$\dot{M} = 9,992 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$c_p = 4,179 \times 10^3 \text{ J/kg } ^\circ\text{C} \text{ à } 55^\circ\text{C} \text{ (Ref. 98)}$$

$$T_E = 50^\circ\text{C}$$

$$\text{obtem-se } T_o = 59,6^\circ\text{C},$$

logo,

$$T_m = \frac{T_E + T_o}{2} = 54,8^\circ\text{C}$$

A correlação a ser usada para a avaliação do coeficiente de película, depende do tipo de escoamento no interior da região anelar. O tipo de escoamento é caracterizado pelo número de Reynolds (Re); no casco da região anelar tem-se:

$$\text{Re} = \frac{\dot{M} D}{\mu A}$$

e,

$$D = (D_1 - D_2)$$

e,

$$A = \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)}{4}$$

onde,

D = diâmetro hidráulico equivalente da região anelar;

D_1 = diâmetro externo da região anelar igual a 44,45 mm;

D_2 = diâmetro interno da região anelar igual a 25,4 mm;

μ = viscosidade dinâmica da água de resfriamento.

Assim,

$$D = (D_1 - D_2) = 19,05 \text{ mm},$$

e,

$$A = \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)}{4} = 1045,1 \text{ mm}^2.$$

Com,

$$\dot{M} = 9,992 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$\mu = 5,103 \times 10^{-4} \text{ kg/m}\cdot\text{s} \text{ a } 54,8^{\circ}\text{C} \text{ (Ref. 98)}$$

obtêm-se,

$$Re = \frac{\dot{M} D}{\mu A} = 356,9$$

Tendo em vista o valor do número de Reynolds calculado para o escoamento, pode-se usar a correlação obtida experimentalmente por CHEN et alii⁹⁷ para aquecimento e resfriamento de água, através da parede interna da região anelar, em escoamento laminar. O número de Nusselt (Nu) baseado no coeficiente de película médio e no diâmetro hidráulico equivalente pode ser avaliado com a seguinte relação:

$$Nu = 1,02(Re)^{0,45} (Pr)^{0,5} \left(\frac{\mu_m}{\mu_1}\right)^{0,14} \left(\frac{D}{L_c}\right)^{0,4} \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^{0,8} (Gr)^{0,05} \quad (C-1)$$

Condições:

1. As propriedades do fluido são avaliadas à temperatura média aritmética;
2. $200 < Re < 2000$
3. $1,09 < D_1/D_2 < 2,0$

onde,

Gr = número de Grashof;

L_c = comprimento do condensador;

Pr = número de Prandtl;

μ_m = viscosidade dinâmica da água de resfriamento avaliada à temperatura média da água;

μ_1 = viscosidade dinâmica da água de resfriamento avaliada à temperatura média da parede.

Lembrando que a temperatura média da água de resfriamento é $54,8^\circ\text{C}$ e considerando que a temperatura média da parede seja 65°C , obtêm-se:

$$Re = 356,9 \text{ à } 54,8^\circ\text{C}$$

$$Pr = 3,281 \text{ à } 54,8^\circ\text{C (Ref. 98)}$$

$$\mu_m = 5,103 \times 10^{-4} \text{ kg/m}\cdot\text{s à } 54,8^\circ\text{C (Ref. 98)}$$

$$\mu_1 = 3,341 \times 10^{-4} \text{ kg/m}\cdot\text{s à } 65^\circ\text{C (Ref. 98)}$$

$$L_c = 300 \text{ mm}$$

$$Gr = 4,795 \times 10^9 \text{ à } 54,8^\circ\text{C}$$

$$D_1/D_2 = 1,75$$

Indo à equação (C-1) com os valores anteriores, obtêm-se:

$$Nu = 42,14$$

Por definição,

$$Nu = \frac{h D}{k},$$

Como,

$$k = 0,6493 \text{ W/m} \cdot \text{K} \text{ à } 54,8^{\circ}\text{C (Ref. 98),}$$

tem-se o coeficiente de película (h) igual a:

$$h = 1436,2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

• Cálculo da temperatura de saturação do vapor

Utilizando-se as equações (II-2), (III-18), (III-27), (III-28), (B-27) e (B-29), calcula-se a temperatura de saturação do vapor T_s . O cálculo de T_s é iterativo e executado como descrito no capítulo (IV). A figura (C-1) mostra o fluxograma para o cálculo da temperatura T_s em cada iteração.

O cálculo da condutividade térmica efetiva da estrutura capilar é feito considerando-se apenas a porosidade da malha 50, devido às suas dimensões.

Supõe-se que todo o fluido de trabalho encontra-se

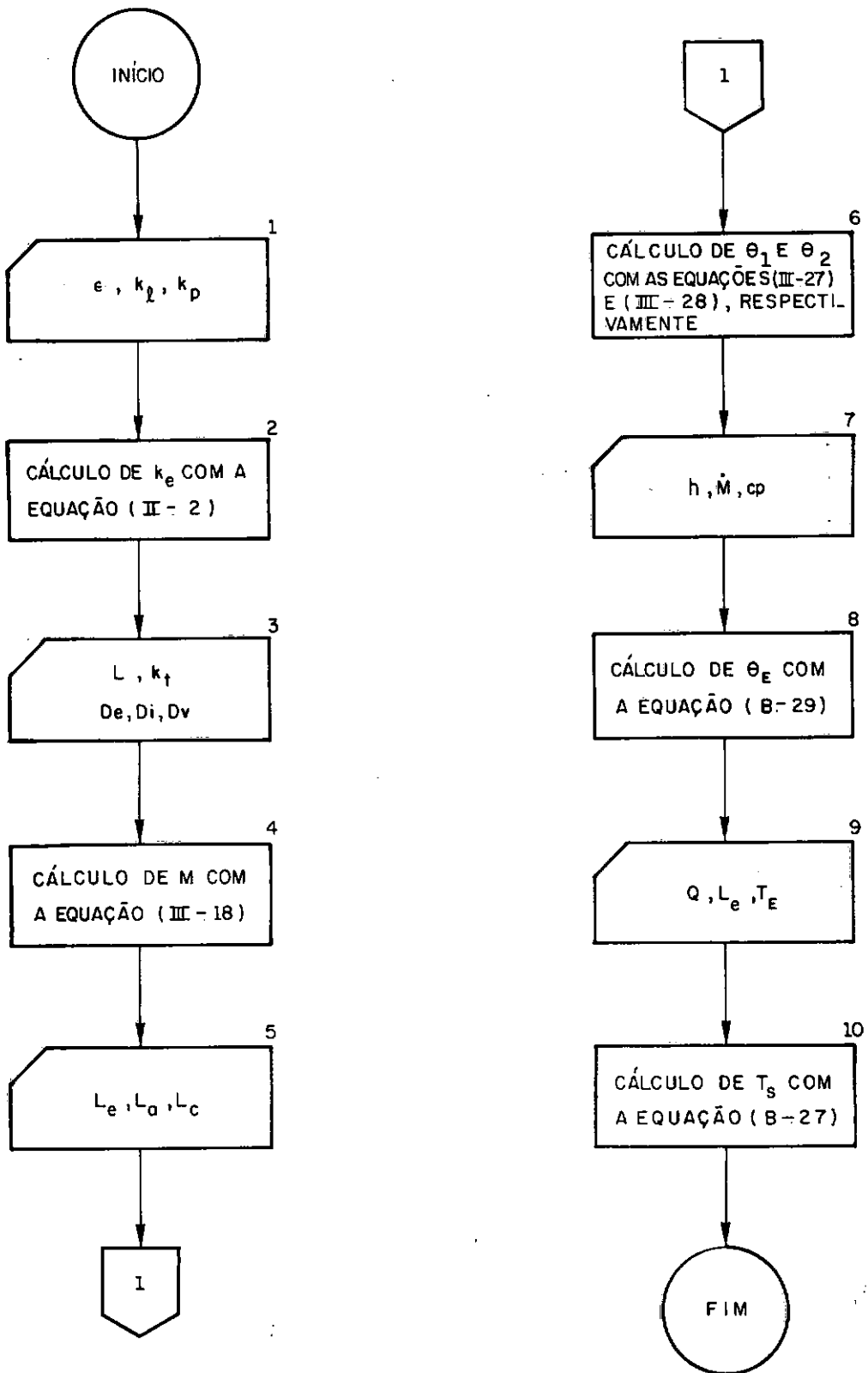


Figura C-1 - Fluxograma para o cálculo da temperatura de saturação do vapor.

na temperatura de saturação do vapor.

No apêndice (F) apresenta-se a listagem do programa de cálculo da temperatura de saturação do vapor, para cada iteração, desenvolvido para máquina de calcular programável, modelo 58C, da Texas Instrumentos Eletrônicos do Brasil Ltda.

1.^a Iteração (Hipótese - $T_s = 50^{\circ}\text{C}$)

- Para, $N = 50$

$$d = 0,18 \text{ mm}$$

tem-se,

$$\epsilon = 1 - \frac{\pi \cdot 1,05 \cdot N \cdot d}{4 \times 25,4} = 0,7078$$

com,

$$k_{\ell} = 0,645 \text{ W/m} \cdot \text{K} \text{ a } 50^{\circ}\text{C} \text{ (Ref. 98)}$$

$$k_p = 69 \text{ W/m K a } 20^{\circ}\text{C} \text{ (Ref. 99)}$$

obtem-se,

$$k_e = 1,164 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

- Para,

$$D_v = 17 \text{ mm}$$

$$D_i = 23,8 \text{ mm}$$

$$D_e = 25,4 \text{ mm}$$

$$L = 1000 \text{ mm}$$

$$k_t = 383,4 \text{ W/m}\cdot\text{K} \text{ à } 50^0\text{C (ref. 100)}$$

obtêm-se,

$$M = 30,278$$

- Para,

$$L_e = 300 \text{ mm}$$

$$L_a = 400 \text{ mm}$$

$$L_c = 300 \text{ mm}$$

Obtêm-se,

$$\theta_1 = + 0,49999724 \quad e$$

$$\theta_2 = - 0,49999799$$

- Para,

$$h = 1436,2 \text{ W/m}^2\cdot\text{K} \text{ à } 54,8^0\text{C}$$

$$De = 25,4 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\dot{M} = 9,992 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$cp = 4,179 \times 10^3 \text{ J/kg}\cdot\text{K} \text{ à } 54,8^0\text{C}$$

$$L_c = 0,3 \text{ m}$$

obtêm-se,

$$\theta_E = 1,21264$$

- Para,

$$L_e = 0,3 \text{ m}$$

$$Q = 400 \text{ W}$$

$$T_E = 50^{\circ}\text{C}$$

obtêm-se,

$$T_S = 124,4^{\circ}\text{C}$$

2ª Iteração (Hipótese - $T_S = 124,4^{\circ}\text{C}$)

- Para, $N = 50$

$$d = 0,18 \text{ mm}$$

tem-se,

$$\epsilon = 0,7078$$

com,

$$k_{\lambda} = 0,685 \text{ W/m}\cdot\text{K} \text{ à } 124,4^{\circ}\text{C}$$

$$k_p = 69 \text{ W/m}\cdot\text{K} \text{ à } 20^{\circ}\text{C}$$

obtêm-se,

$$k_e = 1,235 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

- Para,

$$D_v = 17 \text{ mm}$$

$$D_i = 23,8 \text{ mm}$$

$$D_e = 25,4 \text{ mm}$$

$$L = 1000 \text{ mm}$$

$$k_t = 376,5 \text{ W/m}\cdot\text{K} \text{ à } 124,4^{\circ}\text{C}$$

obtem-se,

$$M = 31,476$$

Para,

$$L_e = 300 \text{ mm}$$

$$L_a = 400 \text{ mm}$$

$$L_c = 300 \text{ mm}$$

obtem-se,

$$\theta_1 = 0,49999829 \text{ e}$$

$$\theta_2 = -0,49999860$$

- Para,

$$h = 1436,2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$De = 25,4 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$M = 9,992 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$cp = 4,179 \times 10^3 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

$$L_c = 0,3 \text{ m}$$

obtem-se,

$$\theta_E = 1,2311269$$

- Para,

$$L_e = 0,3 \text{ m}$$

$$Q = 400 \text{ W}$$

$$T_E = 50^\circ\text{C}$$

obtêm-se,

$$T_s = 121,2^{\circ}\text{C}$$

3ª Iteração (Hipótese $T_s = 121,2^{\circ}\text{C}$)

- Para, $N = 50$

$$d = 0,18 \text{ mm}$$

tem-se,

$$\varepsilon = 0,7078$$

com,

$$k_\ell = 0,685 \text{ W/m}\cdot\text{K} \text{ à } 121,2^{\circ}\text{C}$$

$$k_p = 69 \text{ W/m}\cdot\text{K} \text{ à } 20^{\circ}\text{C}$$

obtêm-se,

$$k_e = 1,235 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

Para,

$$D_v = 17 \text{ mm}$$

$$D_i = 23,8 \text{ mm}$$

$$D_e = 25,4 \text{ mm}$$

$$L = 1000 \text{ mm}$$

$$k_t = 376,8 \text{ W/m}\cdot\text{K} \text{ à } 121,2^{\circ}\text{C}$$

obtêm-se,

$$M = 31,463$$

- Para,

$$L_e = 300 \text{ mm}$$

$$L_a = 400 \text{ mm}$$

$$L_c = 300 \text{ mm}$$

obtem-se,

$$\theta_1 = 0,49999829 \text{ e}$$

$$\theta_2 = -0,49999850$$

- Para,

$$h = 1436,2 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \text{ à } 56^\circ\text{C}$$

$$De = 25,4 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$M = 9,992 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$cp = 4,179 \times 10^3 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \text{ à } 56^\circ\text{C}$$

$$L_c = 0,3 \text{ m}$$

obtem-se,

$$\theta_E = 1,2311058$$

- Para,

$$L_e = 0,3 \text{ m}$$

$$Q = 400 \text{ W}$$

$$T_E = 50^\circ\text{C}$$

obtem-se,

$$T_s = 121,2^\circ\text{C}$$

Como a temperatura calculada é igual à arbitrada, conclui-se que o valor da temperatura de saturação do vapor é $121,2^{\circ}\text{C}$. Para esta temperatura de saturação corresponde uma pressão (P_v) de 2,13 bar.

• Cálculo dos limites operacionais

a. Limite viscoso

- Para,

$$L_e = 0,3 \text{ m}$$

$$L_a = 0,4 \text{ m}$$

$$L_c = 0,3 \text{ m}$$

tem-se,

$$\ell_{ef} = \frac{L_e}{2} + L_a + \frac{L_c}{2} = 0,7 \text{ m}$$

Assim, para o fluido de trabalho (água) à temperatura de $121,2^{\circ}\text{C}$, conclui-se que:

$$D_v = 17 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$P_v = 2,13 \times 10^5 \text{ N/m}^2 \text{ (Ref. 14)}$$

$$\lambda = 2196,3 \times 10^3 \text{ J/kg}\cdot\text{K} \text{ (Ref. 14)}$$

$$\mu_v = 1,344 \times 10^{-5} \text{ kg/m}\cdot\text{s} \text{ (Ref. 14)}$$

$$\rho_v = 1,172 \text{ kg/m}^3$$

logo obtêm-se,

$$Q_v = \frac{\pi D_v^4 \lambda}{256 \mu_v \ell_{ef}} \rho_v P_v = 5,973 \times 10^4 \text{ kW} \quad (\text{III-52})$$

b. Limite sônico

Como,

$$Q_s = 0,372 Dv^2 \lambda \sqrt{P_v \rho_v} \quad (\text{III-53})$$

obtêm-se,

$$Q_s = 117,9 \text{ kW}$$

c. Limite de arraste

O arraste de líquido ocorre no tecido metálico de malha 250. Para esta malha, a dimensão característica da interface líquido-vapor (z) é igual à distância entre arames.

Logo com,

$$z = 0,061 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\sigma_l = 5,474 \times 10^{-2} \text{ N/m a } 121,2^\circ\text{C} \quad (\text{Ref. 14})$$

obtêm-se,

$$Q_a = \frac{\pi Dv^2}{4} \lambda \sqrt{\frac{\rho_v \sigma_l}{z}} = 16,2 \text{ kW} \quad (\text{III-57})$$

d. Limite de bombeamento

Esse limite, para o tubo de calor operando na horizontal ($\alpha = 0$), é dado por:

$$Q_b = \left\{ \frac{\rho_\ell \lambda \sigma_\ell}{\mu_\ell} \right\} \left\{ \frac{K A_p}{\ell_{ef}} \right\} \left\{ \frac{2}{R_c} \right\}$$

onde,

$$A_p = \frac{\pi(D_i^2 - D_v^2)}{4} = 2,18 \times 10^{-4} \text{ m}^2,$$

$$\ell_{ef} = 0,7 \text{ m},$$

$$K = 6,6 \times 10^{-10} \text{ m}^2 \text{ (ver apêndice D),}$$

$$R_c = \frac{d + \delta}{2} = 0,0555 \times 10^{-3} \text{ m, o valor de } R_c \text{ foi avaliado}$$

para a malha 250, pois esta é responsável pe
lo bombeamento.

$$\mu_\ell = 2,314 \times 10^{-4} \text{ Kg/m}\cdot\text{s} \text{ à } 121,2^\circ\text{C (Ref. 98)}$$

$$\rho_\ell = 941,8 \text{ Kg/m}^3 \text{ à } 121,2^\circ\text{C (Ref. 98).}$$

Logo,

$$Q_b = 3,62 \text{ kW.}$$

e. Limite de ebulição

Este limite é dado por:

$$Q_e = \frac{2\pi L_e k_e T_s}{\lambda \rho_v \ln(D_i/D_v)} \left(\frac{2 \sigma_\ell}{r_n} - p_c \right) \quad (\text{III-59})$$

Para o fluido de trabalho à temperatura de $121,2^\circ\text{C}$ tem-se:

$$k_e = 1,235 \text{ W/m}\cdot\text{K}$$

$$L_e = 0,3 \text{ m}$$

$$P_c = \frac{2 \sigma_{\ell}}{R_c} = 1972,6 \text{ N/m}^2$$

r_n = o valor do raio de nucleação é desconhecido, tendo sido usado o valor indicado por CHI¹⁶, ou seja, $r_n = 2,54 \times 10^{-7} \text{ m}$.

$$T_s = 394,2 \text{ K}$$

logo,

$$Q_e = 454,6 \text{ W}$$

Comparando-se o valor da potência a ser dissipada (Q) com os valores dos limites operacionais, conclui-se que:

$$Q < Q_e < Q_b < Q_a < Q_s < Q_v,$$

logo o tubo de calor poderá transportar a potência de 400 W desejada.

- Cálculo das quedas de pressão nos escoamentos de líquido e vapor

- Para o escoamento de líquido a queda de pressão é dada por:

$$\Delta P_{\ell} = \frac{\mu_{\ell} \dot{m}}{K A_p \rho_{\ell}} \ell_{ef} \quad (\text{III-47})$$

onde,

$$\dot{m} = \frac{Q}{\lambda} = 0,182 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

Logo,

$$\Delta P_{\ell} = 310,8 \text{ N/m}^2$$

- Para o escoamento de vapor a queda de pressão é dada por:

$$\Delta P_v = \frac{8 \mu_v \dot{m}}{\rho_v r_v^4} \ell_{ef}, \quad (\text{III-48})$$

logo,

$$\Delta P_v = 2,24 \text{ N/m}^2.$$

Este valor da queda de pressão no escoamento do vapor, vem reforçar a hipótese de que a temperatura do vapor é constante no interior do tubo de calor.

● Projeto mecânico

O dimensionamento mecânico é feito segundo as indicações do código ASME ⁹⁶ seção VIII divisão 1.

- Casco

Do projeto térmico tem-se;

material do casco - cobre recozido de liga SAE CA

122

forma - cilíndrica

diâmetro externo - 25,4 mm

diâmetro interno - 23,8 mm

tubo - sem costura.

Considerando-se que a temperatura da parede do cas
co é máxima no evaporador, esta é adotada para a avaliação
da tensão admissível do material. O ponto mais quente do eva
porador é em $\eta = 0$. Assim,

$$\theta_e(0) = 1 + (\theta_1 - 1)/\cosh M \eta_e$$

como,

$$\theta_1 = 0,49999529$$

$$M = 31,463$$

$$\eta_e = 0,3$$

tem-se,

$$\theta_e(0) = 0,99992043.$$

Lembrando que,

$$\theta_e(\eta) = \frac{T_{pe}(x) - T_s}{(Q/2\pi L_e k_e) \ln (D_i/D_v)},$$

tem-se,

$$T_{pe}(0) = (T_{pe})_{\max} = 179^{\circ}\text{C}.$$

Segundo o código ASME ⁹⁶ a tensão admissível (σ_{adm})
para o tubo de cobre recozido (material SB-75 "annealed") sem
costura à temperatura de 179°C é 275,1 bar.

A espessura do casco (t) é calculada considerando-se que o tubo seja de parede fina, isto é, a relação entre a espessura e o diâmetro é menor que 10%. O cálculo da espessura é feita com a seguinte expressão:

$$t = \frac{P_v D_e}{2 \sigma_{adm}}$$

Assim, para,

$$D_e = 25,4 \text{ mm}$$

$$P_v = 1,143 \text{ bar (Pressão manométrica)}$$

$$\sigma_{adm} = 275,1 \text{ bar}$$

logo,

$$t = 0,06 \text{ mm}$$

Comparando-se a espessura calculada com a espessura do tubo igual a 0,79 mm, conclui-se que o tubo escolhido para o casco atende ao nível de pressão interna do tubo de calor.

- Flange de fechamento

O fechamento do casco é feito segundo o desenho a seguir.

Segundo o código ASME ⁹⁶ a espessura do casco (t_c) é dada por:

$$t_c = D_i \sqrt{\frac{P_v}{2 \sigma_{adm}}}$$

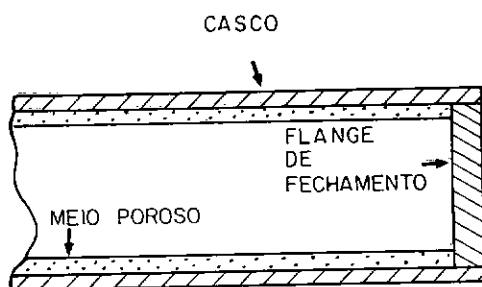


Figura C-2 - Detalhe do fechamento do casco

O material do flange é cobre recozido em barra. Para a temperatura de 179°C , segundo o ASME ⁹⁶, a sua tensão admissível vale 275,1 bar.

Assim, para,

$$D_i = 23,8 \text{ mm}$$

tem-se,

$$t_c = 1,1 \text{ mm}.$$

Este valor de t_c tem que ser verificado para atender a espessura mínima de soldagem. A soldagem do flange ao casco é feita por brazagem. A regra dos três ¹⁰³ para a brazagem diz que a espessura da solda tem que ser no mínimo igual a três vezes a menor espessura da junta a ser soldada, isto é,

$$E_{\min} = 3 \times \text{a menor espessura da junta}.$$

Nesse caso,

$$E_{\min} = 2,37 \text{ mm.}$$

Como $E_{\min} > t_c$, adotou-se para o flange uma espessura igual a 5 mm.

APÊNDICE D

AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DA PERMEABILIDADE DE TECIDOS METÁLICOS

D.1 - OBJETIVO

O valor da permeabilidade da estrutura capilar na direção do escoamento de líquido no interior do tubo de calor é necessária para os cálculos do limite operacional de bombeamento capilar e da queda de pressão no líquido entre o condensador e o evaporador.

D.2 - METODOLOGIA DE ENSAIO

O escoamento de líquido, à baixa velocidade, em um meio poroso obedece à lei de Darcy ^{68,69}. Conclui-se desta lei que a queda de pressão no escoamento de líquido (ΔP_ℓ), na direção horizontal, entre dois pontos de um meio poroso é igual a:

$$\Delta P_\ell = \frac{\mu_\ell \dot{M}_\ell}{A_1 K \rho_\ell} \quad (D-1)$$

A_1 = área de escoamento (m^2)

K = permeabilidade do meio poroso (m^2)

ℓ = distância entre os pontos do meio poroso para o cálculo da queda de pressão (m)

\dot{M}_ℓ = vazão mássica de líquido através do meio poroso (kg/s)

μ_ℓ = viscosidade dinâmica do líquido (kg/m·s)

ρ_ℓ = massa específica do líquido (kg/m³)

O meio poroso durante o ensaio permanece na posição horizontal e é submetido a um nível de pressão de líquido constante. A pressurização constante é necessária para que a vazão mássica se estabilize. Após a estabilização faz-se, a intervalos de tempo iguais, as medições da vazão de líquido, da queda de pressão entre os pontos de interesse no meio poroso e da temperatura do líquido.

Para simular as condições de pressão de trabalho do tubo de calor, adota-se uma pressurização do meio poroso, durante os ensaios, da ordem da pressão capilar entre o condensador e o evaporador do tubo de calor.

D.3 - EQUIPAMENTOS USADOS

- Bomba

- tipo - peristáltica
 - fabricante - Masterflex
 - cabeçote nº 7017
 - nº série - 94679
 - vazão - 20 a 1400 mL/min

- Rotâmetro

- tipo - flutuador
 - fabricante - Matheson Gas Products
 - modelo - R7640
 - faixa de operação - 0 a 13,5 mL/s
 - temperatura de operação - até 120°C
 - flutuador - esfera de vidro (preta)

- Escalas

fabricante - Arquimedes

graduação - em milímetros

faixa - 0 a 500 mm

- Termômetro-padrão de vidro

tipo - imersão total

fluido - mercúrio

fabricante - Curtin Matheson Scientific Inc.

nº série - 519143

faixa - 25 a 55⁰C

especificação - ASTM 64C

D.4 - MATERIAIS E ARRANJO EXPERIMENTAL

Os tecidos metálicos de bronze fosforoso de malhas 50 e 250, com dimensões iguais às usadas no protótipo, foram montadas no interior de um tubo de cobre, com diâmetros externo e interno de 25,4 mm e 22,2 mm respectivamente, simulando a combinação a ser usada no tubo de calor.

O espaço de vapor foi ocupado por um mandril de aço inox, com diâmetro de 16 mm, para garantir que o escoamento de líquido se faria através do meio poroso.

As extremidades do tubo foram fechadas com flanges de latão removíveis, com vedação obtida pelo uso de anéis de borracha.

A pressurização constante do meio poroso foi obti-

da com um reservatório de nível constante, indicado na figura (D-1), e com uma bomba para o retorno de líquido que manteve o reservatório sempre extravasando.

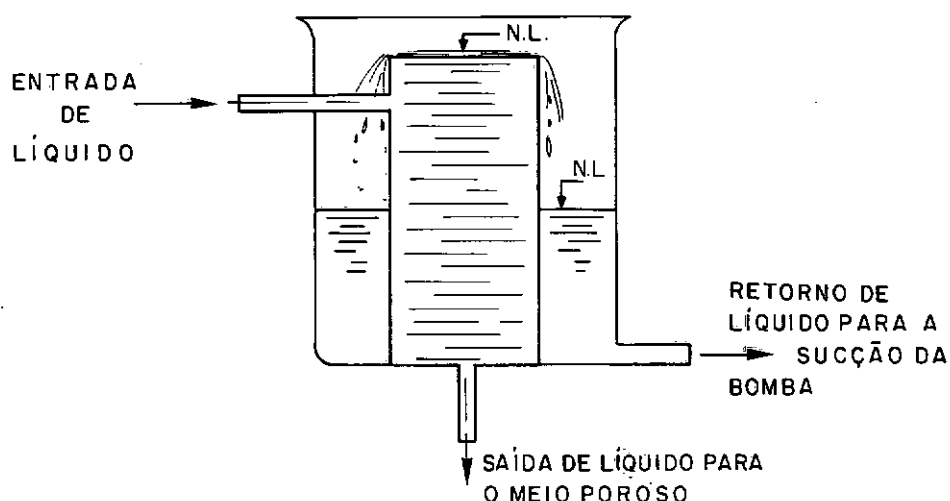


Figura D-1 - Reservatório de nível constante

Usou-se água bidestilada como fluido de circulação através do meio poroso nos ensaios de permeabilidade.

A tomada de pressão ao longo do tubo foi feita em cinco pontos na direção normal à do escoamento. A medição da pressão foi feita observando-se o nível de líquido no interior de tubos de vidro ligados às tomadas de pressão e a correspondente indicação na escala graduada fixada ao lado de cada tubo de vidro.

As escalas foram zeradas usando-se o princípio dos

vasos comunicantes da hidrostática.

A vazão mássica foi medida com um rotâmetro, calibrado, colocado em série com o meio poroso.

Um filtro para partículas até 50 μm foi instalado na sucção da bomba para evitar arraste de sólidos para o interior do meio poroso.

A ligação entre os diversos componentes do arranjo experimental foi feita com tubos de "tygon", com diâmetro interno de 6,5 mm e diâmetro externo de 9,8 mm.

A bomba usada é de deslocamento positivo para evitar oscilações do nível de líquido no reservatório de pressão constante; ainda com o mesmo objetivo foi instalado na descarga da bomba um pulmão (amortecedor).

Nas figuras (D-2) e (D-3) apresenta-se, respectivamente, o desenho do tubo com a localização dos cinco pontos de tomada de pressão e a fotografia do arranjo experimental.

D.5 - RESULTADOS

A vazão volumétrica de líquido através do meio poroso manteve-se na faixa de 4,3 a 4,4 mL/s durante os ensaios.

A altura do nível de líquido do reservatório em relação à entrada do tubo foi de 650 mm.

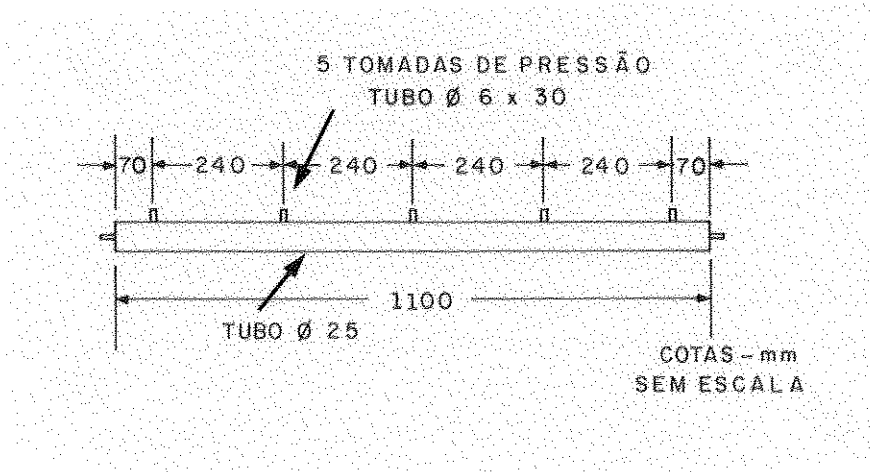


Figura D-2 - Localização das tomadas de pressão

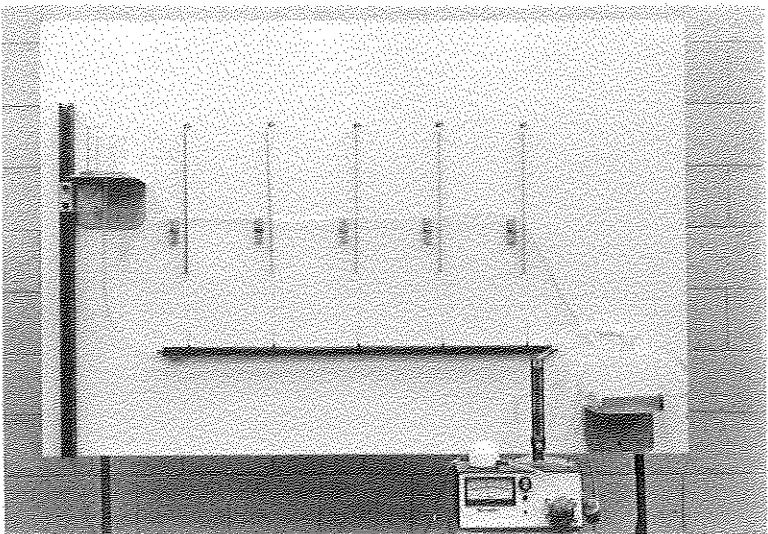


Figura D-3 - Montagem experimental para a medição da permeabilidade

A queda de pressão entre os tubos de vidro mais ex tremos, distantes um do outro em 960 mm, foi sempre da ordem de 150 mm H₂O.

Na figura (D-4) apresenta-se os resultados dos cálculos da permeabilidade (K) do meio poroso em função da distância entre tubos de vidro.

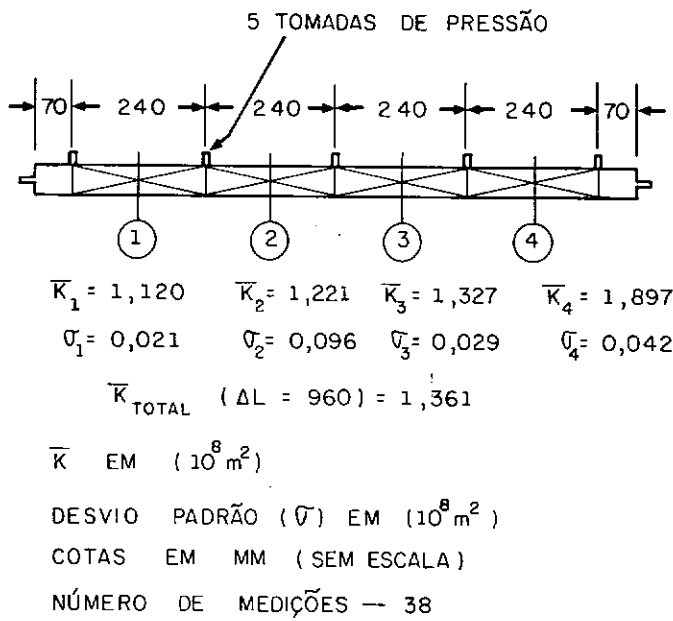


Figura D-4 - Permeabilidade do meio poroso do protótipo

D.6 - DISCUSSÃO E CONCLUSÃO

DUNN e REAY ¹⁴ indicam que a permeabilidade de tecidos metálicos de cobre de malha 60 vale $8,4 \times 10^{-10} m^2$.

YIP ⁶⁶ apresenta o valor da permeabilidade de tecidos metálicos de malha 50 como sendo igual a $6,6 \times 10^{-10} m^2$.

Segundo DELIL ¹⁰³, tecidos metálicos de níquel, bronze fosforoso, cobre e aço inox têm permeabilidade variando

na faixa de 10^{-9} a 10^{-11} m².

CHI ¹⁶ propõe que a permeabilidade de tecidos metálicos seja calculada através da equação de Blake-Kozeny modificada dada por:

$$K = \frac{d^2 \epsilon^3}{122 (1-\epsilon)^2} \quad (D-2)$$

onde,

d = diâmetro do fio do tecido metálico

ϵ = porosidade do tecido metálico.

Usando-se a equação (D-2) obtêm-se, para o tecido metálico de bronze fosforoso de malha 50 ($d = 0,18$ mm e $\epsilon = 0,7078$), um valor de permeabilidade igual a $1,103 \times 10^{-9}$ m², que é uma ordem de grandeza menor que o valor obtido experimentalmente.

Em recente trabalho ACTON ¹⁰⁴ critica a equação (D-2), alegando que esta conduz a estimativas de permeabilidade muito maiores que as reais, no caso de tecidos metálicos de porosidade elevada. A equação proposta por este pesquisador, para esta situação, é:

$$K = \frac{c_1 (y^2 - 1)}{y^2 + 1} \quad \left. \begin{array}{l} \text{onde,} \\ y = 1 + \frac{c_2 d^2 \epsilon^2}{(1 - \epsilon)^2} \end{array} \right\} \quad (D-3)$$

$$c_1 = 6,0 \times 10^{-10} \text{ m}^2; \quad c_2 = 3,3 \times 10^7 \text{ m}^2$$

A equação (D-3) tem as seguintes restrições:

$$8 \text{ } \mu\text{m} \leq d \leq 55 \text{ } \mu\text{m}$$

$$0,6 \leq \epsilon \leq 0,95.$$

Na figura (D-4) pode-se observar que o valor experimental da permeabilidade do tecido metálico de bronze fosforoso de malha 50 está em torno de $1,36 \times 10^{-8} \text{ m}^2$. Comparando-se este resultado com as indicações dos autores citados anteriormente conclui-se que a permeabilidade obtida experimentalmente é duas ordens de grandeza maior que estas. Este valor se for usado no projeto térmico conduzirá a valores de limite de bombeamento capilar duas ordens de grandeza maior e de perda de carga no escoamento de líquido duas ordens de grandeza menor.

Assim, para ser mais conservador no projeto térmico é melhor usar a indicação de YIP ⁶⁶ para tecidos metálicos de malha 50.

Na figura (D-4), pode-se observar que o valor da permeabilidade do meio poroso é variável ao longo do seu comprimento.

APÊNDICE E

CALIBRAÇÃO DE TERMOPARES

E.1 - OBJETIVO

Calibração de dois termopares por comparação com termômetros de referência, de acordo com o método¹⁰¹ ASTM E 220.

E.2 - CARACTERÍSTICAS DOS TERMOPARES

- Termopar 1

tipo - cobre/constantan (T)

diâmetro do fio - 0,010 pol.

isolamento do fio - teflon

limite de erro - padrão, isto é, $\pm 1^{\circ}\text{C}$ ou 0,75% (o que for maior)

fabricante - Omega Engineering Inc.

- Termopar 2

tipo - cobre/constantan (T)

diâmetro do fio - 24 AWG

isolamento do fio - teflon

isolamento do par - teflon

limite de erro - padrão, isto é, $\pm 1^{\circ}\text{C}$ ou 0,75% (o que for maior)

fabricante - Omega Engineering Inc.

E.3 - METODOLOGIA

Os termopares e o termômetro padrão de vidro são imersos no banho isotérmico de óleo de silicone. Após o banho atingir a temperatura do ensaio, espera-se o tempo suficiente para que o sistema atinja o regime permanente, antes de se proceder as medições. Em seguida eleva-se a temperatura do banho para um novo valor e o procedimento é repetido para todas as temperaturas.

Utiliza-se como temperatura de referência para os termopares a temperatura de um banho de gelo e água bidestilada.

Na figura (E-1) apresenta-se o diagrama do circuito para a medição da tensão dos termopares.

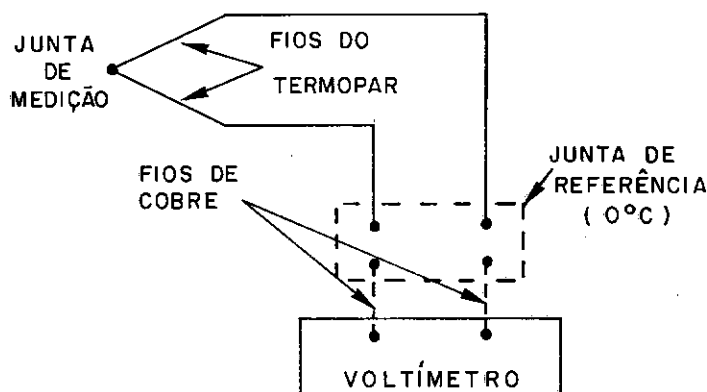


Figura E-1 - Diagrama do circuito para teste dos termopares

E.4 - EQUIPAMENTOS

- Voltímetro potenciométrico

faixa - 0 a 0,1601 volt

limite de erro \pm (0,04% da leitura + 3 μ V)

fabricante - Leeds Northrup Company

modelo - 8687

nº série - 1868138

- Termômetros-padrão de vidro

tipo - imersão total

especificação - ASTM

fabricante - Curtin Matheson Scientific Inc.

faixas de temperatura -

ASTM 65C (50 a 80°C) - nº série - 534033

ASTM 66C (75 a 105°C) - nº série - 540559

ASTM 67C (94 a 155°C) - nº série - 534217

ASTM 68C (145 a 205°C) - nº série - 541561

- Banho isotérmico

sistema de controle - proporcional

faixa de temperatura - 50 a 260°C

precisão de temperatura - \pm 0,05°C

fabricante - Blue M Electric Company

modelo - MW/1145A-1

nº série - M7/755

E.5 - RESULTADOS

Na tabela (E-1) apresenta-se os resultados das medições das tensões dos termopares com temperatura de referência de 0°C , para a faixa de temperaturas de 50 a 200°C .

TABELA (E-1)

TEMPERATURA REAL DO BANHO ($^{\circ}\text{C}$)	TENSÃO DO TERMOPAR 1 (mV)	TENSÃO DO TERMOPAR 2 (mV)
50	2,022	2,022
60	2,455	2,455
70	2,898	2,898
80	3,335	3,345
90	3,775	3,775
100	4,265	4,265
110	4,730	4,730
120	5,245	5,245
130	5,700	5,700
140	6,200	6,200
150	6,690	6,690
160	7,195	7,195
170	7,706	7,706
180	8,220	8,220
190	8,740	8,740
200	9,270	9,270

APÊNDICE F

PROGRAMA PARA CÁLCULO DA TEMPERATURA DO VAPOR

Este programa destina-se ao cálculo da temperatura de saturação do vapor, usando-se uma máquina de calcular programável, modelo 58C, da Texas Instrumentos do Brasil Ltda.

• Instruções de uso

1.	Prepare o programa	—	RST
2.	Introduza o valor da malha	N	R/S
3.	Introduza o valor do diâmetro do fio da malha	d(mm)	R/S
4.	Introduza o valor da condutividade de térmica do fluido de trabalho	k_f (W/m·K)	A
5.	Introduza o valor da condutividade de do material da estrutura capilar	k_p (W/m·K)	B
6.	Introduza o valor do diâmetro interno do casco	d_i (mm)	R/S
7.	Introduza o valor do diâmetro da região de vapor	D_v (mm)	R/S
8.	Introduza o valor do comprimento do tubo de calor	L (mm)	R/S
9.	Introduza o valor da condutividade de térmica do material do tubo	k_t (W/m·K)	R/S
10.	Introduza o valor do diâmetro externo do casco	D_e (mm)	R/S
11.	Introduza o valor do comprimento adimensional do evaporador	n_e	R/S

12.	Introduza o valor do comprimento adimensional do condensador	ξ_c	R/S
13.	Introduza o valor do comprimento adimensional da seção adiabática	β_a	R/S
14.	Leia no visor o valor da temperatura adimensional da união evaporador e seção adiabática	θ_1	R/S
15.	Leia no visor o valor da temperatura adimensional da união condensador e seção adiabática	θ_2	R/S
16.	Introduza o valor do coeficiente de película do fluido de resfriamento	$h(W/m^2 \cdot K)$	R/S
17.	Introduza o valor do diâmetro externo do casco	$D_e(m)$	R/S
18.	Introduza o valor da vazão mássica do fluido de resfriamento	$\dot{M}(Kg/s)$	R/S
19.	Introduza o valor do calor específico do fluido de resfriamento	$c_p(J/kg \cdot K)$	R/S
20.	Introduza o valor do comprimento do condensador	$L_c(m)$	R/S
21.	Continue o programa	—	R/S
22.	Leia o valor da temperatura adimensional de entrada do fluido de resfriamento	θ_E	—
23.	Introduza o valor da potência	$Q(W)$	R/S
24.	Introduza o valor do comprimento do evaporador	$L_e(m)$	R/S
25.	Introduza o valor da temperatura de entrada do fluido de resfriamento	$T_E(^{\circ}C)$	R/S
26.	Leia no visor o valor da temperatura de saturação do vapor	$T_S(^{\circ}C)$	—

• Listagem do programa

Legenda: * = nº do passo
 ** = código de máquina relativo à operação
 *** = operação

*	**	***	*	**	***	*	**	***
000	65	x	048	43	RCL	096	03	03
001	91	R/S	049	04	04	097	95	=
002	65	x	050	54)	098	34	√X
003	93	*	051	55	÷	099	42	STO
004	00	0	052	53	(100	03	03
005	03	3	053	43	RCL	101	91	R/S
006	02	2	054	03	03	102	42	STO
007	04	4	055	85	+	103	04	04
008	06	6	056	43	RCL	104	65	x
009	07	7	057	04	04	105	43	RCL
010	95	=	058	54)	106	03	03
011	42	STO	059	95	=	107	95	=
012	00	00	060	42	STO	108	71	SBR
013	91	R/S	061	00	00	109	30	TAN
014	76	LBL	062	91	R/S	110	42	STO
015	11	A	063	42	STO	111	05	05
016	42	STO	064	04	04	112	91	R/S
017	01	01	065	55	÷	113	42	STO
018	91	R/S	066	91	R/S	114	06	06
019	76	LBL	067	95	=	115	65	x
020	12	B	068	23	LNx	116	43	RCL
021	42	STO	069	42	STO	117	03	03
022	02	02	070	02	02	118	95	=
023	85	+	071	91	R/S	119	71	SBR
024	43	RCL	072	33	X ²	120	30	TAN
025	01	01	073	65	x	121	42	STO
026	95	=	074	08	8	122	07	07
027	42	STO	075	65	x	123	91	R/S
028	03	03	076	43	RCL	124	65	x
029	43	RCL	077	00	00	125	43	RCL
030	01	01	078	55	÷	126	03	03
031	75	-	079	43	RCL	127	95	=
032	43	RCL	080	02	02	128	42	STO
033	02	02	081	55	÷	129	08	08
034	95	=	082	91	R/S	130	71	SBR
035	65	x	083	95	=	131	38	SIN
036	43	RCL	084	42	STO	132	42	STO
037	00	00	085	03	03	133	09	09
038	95	=	086	91	R/S	134	43	RCL
039	42	STO	087	33	X ²	135	08	08
040	04	04	088	75	-	136	71	SBR
041	43	RCL	089	43	RCL	137	39	COS
042	01	01	090	04	04	138	42	STO
043	65	x	091	33	X ²	139	08	08
044	53	(092	95	=	140	43	RCL
045	43	RCL	093	35	1/X	141	07	07
046	03	03	094	65	x	142	65	x
047	75	-	095	43	RCL	143	43	RCL

*	**	***	*	**	***	*	**	***
144	09	09	201	43	RCL	258	35	1/X
145	85	+	202	08	08	259	85	+
146	43	RCL	203	85	+	260	43	RCL
147	08	08	204	43	RCL	261	09	09
148	95	=	205	05	05	262	35	1/X
149	42	STO	206	65	x	263	54)
150	01	01	207	43	RCL	264	55	÷
151	53	(208	09	09	265	43	RCL
152	43	RCL	209	54)	266	06	06
153	05	05	210	75	-	267	75	-
154	65	x	211	43	RCL	268	53	(
155	43	RCL	212	05	05	269	43	RCL
156	09	09	213	65	x	270	05	05
157	85	+	214	43	RCL	271	85	+
158	43	RCL	215	09	09	272	43	RCL
159	08	08	216	95	=	273	04	04
160	54)	217	42	STO	274	55	÷
161	65	x	218	05	05	275	43	RCL
162	43	RCL	219	91	R/S	276	06	06
163	01	01	220	65	x	277	54)
164	85	+	221	91	R/S	278	65	x
165	43	RCL	222	65	x	279	43	RCL
166	09	09	223	43	RCL	280	07	07
167	33	X ²	224	02	02	281	55	÷
168	75	-	225	55	÷	282	43	RCL
169	43	RCL	226	43	RCL	283	06	06
170	08	08	227	00	00	284	55	÷
171	33	X ²	228	55	÷	285	43	RCL
172	95	=	229	02	2	286	03	03
173	35	1/X	230	95	=	287	95	=
174	65	x	231	42	STO	288	42	STO
175	53	(232	08	08	289	09	09
176	43	RCL	233	91	R/S	290	91	R/S
177	05	05	234	65	x	291	55	÷
178	65	x	235	91	R/S	292	91	R/S
179	43	RCL	236	65	x	293	65	x
180	09	09	237	43	RCL	294	43	RCL
181	65	x	238	02	02	295	09	09
182	43	RCL	239	55	÷	296	65	x
183	01	01	240	89	π	297	43	RCL
184	75	-	241	55	÷	298	02	02
185	43	RCL	242	43	RCL	299	55	÷
186	04	04	243	00	00	300	02	2
187	65	x	244	55	÷	301	55	÷
188	43	RCL	245	91	R/S	302	89	π
189	07	07	246	95	=	303	55	÷
190	65	x	247	42	STO	304	43	RCL
191	43	RCL	248	09	09	305	00	00
192	09	09	249	91	R/S	306	85	+
193	55	÷	250	43	RCL	307	91	R/S
194	43	RCL	251	04	04	308	95	=
195	06	06	252	65	x	309	42	STO
196	54)	253	53	(310	00	00
197	95	=	254	01	1	311	91	R/S
198	91	R/S	255	85	+	312	76	LBL
199	65	x	256	43	RCL	313	38	SIN
200	53	(257	08	08	314	53	(

*	**	***
315	53	(
316	42	STO
317	09	09
318	22	INV
319	23	LNx
320	75	-
321	43	RCL
322	09	09
323	94	+/-
324	22	INV
325	23	LNx
326	54)
327	55	÷
328	02	2
329	54)
330	42	STO
331	09	09
332	92	RTN

*	**	***
333	76	LBL
334	39	COS
335	53	(
336	53	(
337	42	STO
338	08	08
339	22	INV
340	23	LNx
341	85	+
342	43	RCL
343	08	08
344	94	+/-
345	22	INV
346	23	LNx
347	54)
348	55	÷
349	02	2
350	54)

*	**	***
351	42	STO
352	08	08
353	92	RTN
354	76	LBL
355	30	TAN
356	42	STO
357	07	07
358	53	(
359	71	SBR
360	38	SIN
361	55	÷
362	43	RCL
363	07	07
364	71	SBR
365	39	COS
366	54)
367	92	RTN